C53 型蒸気機関車試論[訂正版]

—— 近代技術史における 3 気筒機関車の位置付けと国鉄史観、反国鉄史観——

On the Class C53 ; 3-Cylinder Steamlocomotives of the Japanese National Railways

本稿は大阪市立大学経済学会『経済学雑誌』第 109 巻 第 4 号(2009/3)、第 110 巻 第 1 号(2009/6)、第 110 巻 第 2 号(2009/9)、第 110 巻 第 3 号(2009/12)の連載論文(1/4)~(4/4)に、第 111 巻 1 号(2010/6)掲載の補遺論文「クランク車軸の技術史」を統合･整理の上、記述を大幅に改訂し、経済学部 “Discussion Paper No.62”(CD-ROM 版)として 2010 年 8 月 4 日に公刊されたものである。

坂上茂樹

(大阪市立大学教授)

はじめに

C53 型蒸気機関車とは鉄道省によって American Locomotive Co.(Alco)からサンプル輸入したパシフィック機、8200 型を参考として 1928 年に開発された国産急行旅客用重パシフィック機である。鉄道省が途絶えて久しい蒸気機関車のサンプル輸入に踏み切ったのは、それが初めての(そして絶後となる)３気筒機関車開発を志したからであった[1]。

この３気筒蒸気機関車 C53 型開発の目的は、それまで C51 型に牽かせていた半鋼製客車群ではなく、鋼体化された(ヨリ正確には“主要構造部材に対する鋼の使用度が従前より高められた”)客車から成るヨリ重い優等列車を従来以上に高い速度で牽引させることにあった。

こうして開発された C53 は 1928 年から’31 年まで、足かけ４年の間に 97 両製造される。これは 1923 年から’31 年にかけて 380 両製造された貨物機 D50 と較べれば僅かな両数であるが、重幹線用急客機としては決して小所帯ではなかった。もっとも、大不況に遭遇しなければ、双方共に製造両数はもう少し伸び、C53 については両数の点で３気筒急客機の白眉、London and North Eastern 鉄道、Gresley パシフィックの 114 両を上回る程度になっていたかも知れない。

それにしても、今時、蒸気機関車、鋼製客車などと言うと、時代錯誤、懐古趣味、ローテク愛玩の極致のように受け止められるのがオチであろう。確かに、蒸気機関車などというものはレトロであるばかりか、相当大雑把な機械でもあった。月並みな金属加工品の集積であり、その集積の方法もシンプルであったから価格も安かった。

マトモな蒸気原動機がすべからく再生サイクルから再生･再熱サイクルへ、更にヨリ高度な蒸気条件を有するボイラとタービンとの組合せへと進化し、火力発電所等大形蒸気タービンプラントにおいて 40%程度の熱効率が一般化する中、蒸気機関車は車両限界の中に収まるべき動力車という厳しい制約故に多くはレシプロ、単式、不凝結、ある場合には排気による給水加熱すらなし、お陰で熱効率８％内外といった凄まじい存在として凝り固まっていた。

1898 年、Wilhelm Schmidt(独：1858~1924)によって蒸気機関車用過熱装置が実用に域に到達せしめられた。その技術的背景には大･小煙管、過熱管の製法革新、即ち、Reinhard

---

[1] 機関車の軸配置について一応、説明しておく。蒸気機関車は動輪以外に先輪、従輪を有する場合が多い。この軸配置の呼称にはイギリス式、ドイツ式、アメリカ式などあり、左を前として、◦○○◦ならそれぞれ 2-4-2、1B1、コロンビア、◦◦○○◦ならそれぞれ 4-4-2、2B1、アトランティック、◦○○○ならそれぞれ 2-6-0、1C、モーガル、◦○○○◦ならそれぞれ 2-6-2、1C1、プレーリー、C53 のような◦◦○○○◦ならそれぞれ 4-6-2、2C1、パシフィック、◦◦○○○◦◦ならそれぞれ 4-6-4、2C2、ハドソン、◦○○○○ならそれぞれ 2-8-0、1D、コンソリデーション、◦○○○○◦ならそれぞれ 2-8-2、1D1、ミカド(帝)、などと呼ばれる。

8200 型(二代目、後、C52 型と改称)、C53 型については様々な参考文献がある。ここではまとまりの良いモノとして川上幸義『私の蒸気機関車史』下巻、交友社、1981 年、332~347 頁を挙げるに留める。

Mannseman(独：1856~1922)が兄 Max と共に開発した“マンネスマン穿孔法”による継目無鋼管製造技術(着想 1860 年、産業化 1887 年、特許 1891 年)が存在した。そして、実にこの過熱こそが蒸気機関車技術界において真に共有されるに至った最後にして最大の技術進歩であった[2]。

凡そ、何とかと煙が高く上るモノである限り、占有スペース、とりわけ高さに対する厳しい制限下に置かれた機関車ボイラにおいては何の変哲もない舶用ボイラ並の高圧化すら至難の業であった。タービン化も車載ではサイズと利用可能な温度差が限られるため、面白くない結果しか得られていない。

そこで、あとは大きくするばかり、となった次第であるのだが、実のところ、第２次世界大戦によってディーゼル機関車の進歩が歪められさえしなければ、かの Big Boy(1941)や *T1*(1945)、Niagara(1946)といった如何にもアメリカらしい巨人的蒸機群も生まれ得なかったと見て大過無い[3]。

勿論、陸運の王者たる鉄道を支え、既に戦前期、標準軌間の軌道上において全長１マイル(約 1.609km)に及ぶ重量貨物列車を従え、あるいは 200km/h を超える最高速度さえ記録した蒸気機関車は輸送用機器としては「マトモ」どころか偉大と言って良い存在であった。

---

[2] 蒸気機関車、ないしレシプロ蒸気機関に過熱は是非とも必要な技術であった。それは初復水･再蒸発による動力損失、そして特に、蒸気機関車の場合にはウォーターハンマを避けるためである。

蒸気機関車と対極に位置する蒸気タービンプラントにこの種の問題は無いが過熱度は俄然、高い。逆に、原発においては蒸気条件が相対的に低く過熱もなされていないが、それは低圧タービン最終段ブレードの耐久性さえ確保されれば蒸気タービンプラントにとって過熱が絶対に不可欠というワケではないため、システムの単純化を最優先させているだけのことである。かくすれば、熱効率のロスは出るものの、原発の不経済性は燃料コストや廃炉を含む核廃棄物処理等、タービンプラント以外の所に由来する。

現代においても継目無鋼管製造法の基本をなすマンネスマン穿孔法とは丸棒鋼を互いに傾斜した軸を持つ２本の圧延ロールによって挟み、強く圧しながら錐揉みして棒の芯材に連続的なせん断応力を作用させて脆弱化させた後、心金を打込んで素管を成形、順次、定径までロール圧延して行く工法。マンネスマン穿孔法ならびに製管法の技術形成史として Rudolf Bungeroth 著･大塚武彦訳『MANNESMANN 鋼管製造事業 50 年史 1884~1934 年』キゲタ鋼管(住友鋼管→住友金属工業)、1959 年、を挙げておく。望月要『鋼管の製造(圧延法)』共立社、1937 年、13、14~18、21~23 頁、井上勝郎『継目無し鋼管の製造』誠文堂新光社、1954 年、21~23、27~39、48~52、130~165 頁、J.,P.,Boore･今井宏訳『シームレス物語――米国の継目無鋼管産業発展の歴史――』私家版、1984 年、1~32、227~235 頁、今井宏『パイプづくりの歴史』アグネ技術センター、1998 年、134~138、142~148 頁も参考になる。

[3] 機関車メーカーとしてのかつての GM が先次大戦中になした貢献は既存の機関車用発電ユニットを海軍の潜水艦用パワープラントに仕立て、大量供給することであった。拙著『鉄道車輌工業と自動車工業』日本経済評論社、2005 年、122~126 頁、参照。

しかし、その事実のゆえを以って、それが工学の場において遙か昔に研究の埒外に退かされてしまっていた現実までキャンセルされはしない。勢い、時代が下るほど蒸気機関車については、実務的研究論文を除けば、質的に高度な研究書や教科書の類は乏しくなって来ている。

とは言え、鉄道技術の自立は 20 世紀前半期において、一国の工業化の代表的メルクマールであり、車両、とりわけ蒸気機関車の国産化が担った重みは“一等国”を志向するわが国にとってはやはり絶大であった。

そうした中、本邦蒸気機関車技術界のパイオニア、森彦三らは機関車工学に関する優れた著作を物し、その劈頭において蒸気機関車の特性を、国威に係わる技術を扱う者としての誇りを込めて次のように語っている。

> **機関車の特性**　機関車は汽罐竝に一切の必要品を携帯し数個の車輪に跨り自己の力に依りて軌条上を走行する一種の蒸汽機関なり。機関の動作は普通の蒸汽機関に類すと雖(いえど)も其の設計製作及運転の方法は全く他と趣を異にし、之を研究すること益々深きに従ひ、其の底の彌々(いよいよ)遠きを覚ふ。
>
> 今若し五百馬力若くは一千馬力の原動力を発生する据付機関は如何に多数の汽罐と如何に複雑なる附属品と如何に高大なる煙突と如何に濶大なる建物とを要する乎(や)を顧み、三呎六吋の狭軌鉄道に於ける一個の機関車が能く五百馬力を発生し、四呎八吋半の基本鉄道に於ける一個の機関車が能く一千馬力を発生し、矮小なる体内に多大の動力を包蔵するを知らば、思ひ半に過ぐるものあらん。
>
> 而も機関車は不完全なる基礎の上に並べたる二本の軌条を頼りて晝(ひる)となく夜となく走行し、山に登り谷に下りて常規を逸せず。或は徐行して一吋の進退を争ひ、或は疾走して一時間に能く六十哩の距離に達す。
>
> 狭隘なる場所に一切の兵器と一切の兵糧とを貯え出で、数百哩の外に使し、風雨寒暑を厭はず常に分秒を過(あやま)たずして発着し、時々刻々変化する抵抗を受けて事とせず、逆に立て順に守るもの、其の境遇に於て据付機関と同日の論にあらず。
>
> 其の構造一見簡単なるが如きは寧(むし)ろ器械精巧の極にして無数の真理を其の内に含有するに依る。之が研究に従事するもの多大の趣味を以て之を迎えて可なり（森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、大倉書店、1910 年、1～2 頁。ルビ、句読点および段落は引用者）。

著者、工学博士 森彦三は官営鉄道神戸工場時代に蒸気機関車の世界的パイオニア、R.,Trevithic の孫、R.,F.,Trevithic, F.,H.,Trevithick 兄弟の薫陶を受け、1893 年には Trevithick 兄の下で国産第 1 号蒸気機関車 AE 型（後の 860 型、2 気筒複式、1B1)を完成させ

た本邦機関車界の先達であった[4]。

森はやがて帝国鉄道庁の要職を占めることになるのだが、帝大の後輩にして関西鉄道上がり、策士的資質にかけては森などより数段上であったらしい島安次郎から仕掛けられた鞘当てに嫌気がさし、1912 年に鉄道院を退いて南満洲鉄道に新天地を求め、沙河口工場(1911 年８月竣工)初代工場長の地位に就く。この満鉄沙河口工場は 1914 年に蒸気機関車ソリシ(1D)６両を製造、以後、大連工場と改称されるが、1944 年度に至るまで、通算 459 両もの機関車を世に送り出すことになる。

もっとも、森は 1920 年、早々と名古屋高等工業学校(→名古屋工業大学)校長の任に転じてしまい、'33 年まで引き続きその席を温めることになる。従って、改軌論争に敗れて一時期、満鉄に下った島とはすれ違いになった格好である。そして結局、森の方は二度と鉄道界に復帰することなく終わった。

然しながら(皮肉にも？)、森の置き土産、『機関車工学』全３巻(1910 年の初版以後、少なくとも上巻は 1929 年の第 11 版まで発行)はわが国では類例を見ない質と体系性を備えた機関車工学のテキストとして鉄道省内外の機関車技術者たちに読み継がれ、"copy & paste"され、あまつさえ、indicated horse power＝図示馬力を"実馬力"と訳す不適訳(上巻、205 頁)までもが長らく継承されて行くこととなる。

それにも拘らず(二重の皮肉とでも言うべきか？)、国産３気筒機関車 C53 型を振り出しに爾後、鉄道省の蒸気機関車開発を一貫してリードすることとなるのは標準ガソリン動車や商工省標準型式自動車の開発においても指導的役割を果たし、戦後は湘南電車から東海道新幹線へ、という国鉄が世界に誇るべき技術革新過程を導いた大技術者 島秀雄、つまり安次郎の長男であった。

かような人脈史的背景下、鉄道省における技術開発過程については"正統史観"、"鉄道省不可謬説"あるいは単に"国鉄史観"とでも命名されるべき牢乎(ろうこ)たる唯我独尊的史観が成立し、長きに亘り、この国の思潮を領導し来った。

無論、その一方では"国鉄史観"に対する事実に基づくアンチテーゼも各方面から呈されて来ている。内燃車両技術史に関しては筆者自身、1980 年代よりその先棒を担(かつ)いだ者であるし、目下、車両用ころがり軸受と台車の技術史についてもほぼ、まとめを終りつつある。

他方、近年に至り、"国鉄史観"に対する見直し気運は蒸気機関車技術史の面においても誠に顕著となり、満鉄や海外の蒸気機関車技術史へのアプローチも盛んに進められるようになって来ている。事実の批判的探求への刺激という点に鑑みてこれは慶賀に堪えない趣

---

[4] Trevithic 兄弟や蒸気機関車国産化に関するエピソードについては高山観平『東北線機関庫物語』みずち書房、1986 年、106~143 頁、森彦三についてはまた、齊藤 晃『蒸気機関車の興亡』NTT 出版、1996 年、175~176、179~183 頁、『蒸気機関車の挑戦』同、1998 年、52~54 頁、『蒸気機関車 200 年史』同、2007 年、224、236~237 頁を参照されたい。

勢であり、当然ながら、国産３気筒機関車 C53 型の開発に対する技術史的評価は “国鉄史観”、“反国鉄史観”の対立の帰趨を制すべき要衝、まさしく天王山をなしていると言って良い。

本稿は第１に、３気筒機関車の創生と発展、とりわけ Gresley 式３気筒パシフィックの歴史を踏まえ、蒸気機関車開発技術における自立、即ち輸入代替国産化過程における最終跳躍点たる３気筒蒸気機関車 C53 型の開発にまつわる技術的諸問題を検討することにより、“国鉄史観”および“反国鉄史観”の対立状況について批判的考察を加え、熱機関技術史という一般的視野の下に C53 を含む通常型３気筒機関車たちの歴史的意義を考察し、本邦蒸気機関車技術史を再定位しようとする試論である。

第２に、筆者にとって産業技術史の対象としての蒸気機関車は歴史認識における残務処理的の一対象―― 塗り残された背景の一景物 ――たるに止まらず、人類が将来再び、但し、過去におけるとは異なった位相において頼る可能性を秘めた機械である。この点については一番最後のところで若干、釈明させて頂く積りである。

なお、蒸気機関車技術史研究家、本多邦康氏からは日頃より御教示や貴重な資料の御提供、データの御提示を賜っている。齋藤 晃氏からも有益なヒントを頂いた。この場を御借りして厚く御礼を申し上げたい。無論、その御薫陶にも拘らず、本稿に至らざる所が散見されるとすれば、それらは偏に筆者の浅学非才の致すところであり、今後の課題とせねばならぬところでもある。

Ⅰ．３気筒機関車を巡る国鉄史観

(1)島 秀雄の回想＝蒸気機関車技術開発史に係わる国鉄史観

冒頭に述べた経緯ゆえに、３気筒機関車を含む鉄道省の近代的蒸気機関車開発を巡る国鉄史観の源流、ないし一典型は C53 型蒸気機関車(図 1-2)開発前後の事情について語る島自身の言葉にあると見て良い。

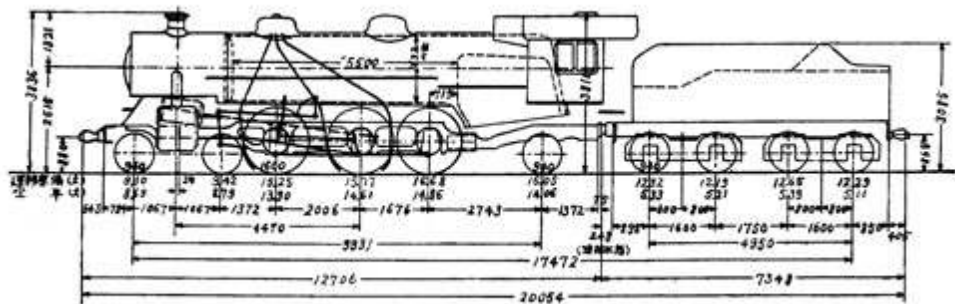
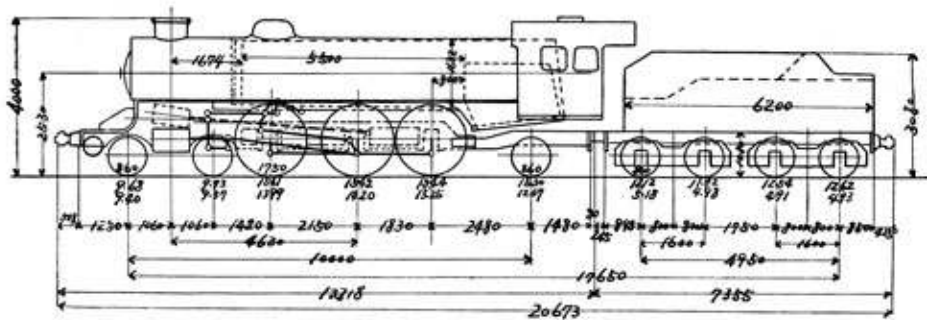
図 1-1　C52 型蒸気機関車形式図

西尾廣義『三気筒機関車の研究』交友社、1929 年、巻頭グラビアより。

図 1-3　C53 型蒸気機関車

西尾同上書、巻頭グラビアより。

島は C53 型開発前後の状況について次のように語っている(長文の引用になるがお赦し頂きたい。【】内、傍点は引用者)。

> さて、私は【1926 年、工作局車輌課】機関車係に配属になると、早速紀伊【寿次】さんから当時計画中の３気筒蒸気機関車の設計に参画する様にとの御命令を頂いた。そして伊東【三枝】さん、多賀【祐重】さんの御指導を仰ぐことになった。伊東さんは３気筒機関車の運動解析に学究的努力を傾けておられて、毎日の様に帰宅後の夜ナベにむつかしい数式の計算書を作って来られた。そして翌日それを渡されながら、静かな優

しい声音でそれをチェックし、発展させて来る様にと宿題を出されたものである。全く毎日毎日のことで、今から考えると新入学士を鍛えるために御病身に人一倍の無理をして下さったのではないかと、ほんとうに辱けなく思っている。こんなに常住坐臥を仕事に捧げなくてはならないものかと驚いてしまったとはいうものの、御陰様で自分で勉強することもおぼえ、仕事を楽しむこともだんだんと憶えさせて頂いたと感謝している。

当時、３気筒機関車は 8200 型(後の C52)【図 1-1】を米国のアメ・ロコ社【Alco】に注文製作していて、その製作図が段々と送付されて来ていた。又駐在監督官からも色々と設計製作上の報告がもたらされて来た【1926 年３月、１号車浜松工場にて試運転】。この機関車は、暫く海外からの機関車輸入を絶って国産車ばかりでまかなっていた国鉄に、久し振りに海外特に米国最新の製品を注入して、あらゆる面で参考にしようということで注文したのであるから、仕様については極めて大筋だけが定められて、あとは頗る自由に向うまかせにしてあったのである。当時は満鉄ではまだ米国の機関車を買い、そしてそれを殆んど模造している状況であった。国鉄がどちらかといえば欧州風の機関車を自力で設計国産化していたのに対し、世間には何かと比較し国産主義に対して批判的なことをいう人も居り、新風を吹き込めといった空気をただよわせていたのである。これに対して設計陣は参考品を導入することには大賛成でも、中々意気さかんで、今こそ腕くらべの時である、何の劣ることやあるべきと大いに独自の設計に微に入り細を穿って精出したものである。だからそこに完成されて行った C53 形蒸気機関車は、常に C52(8200)と対比し、それを批判しながら独自の経験と見解とを以って骨組を計画し、新機軸を加えてこれを肉付けして行ったのである。われわれは狭軌機関車として世界に先鞭をつけて直径 1750mm の大動輪を採用した【安次郎の一番弟子、朝倉希一の代表作である】18900(C51)の高速性能を活かし、これに高出力の大きな缶を乗せ得るようにすることこそ、３気筒形式の長所をいかす所以であるとの信念から、あえて C52 の様に動輪径を【1600mm に】小さくしたりせずに設計を進めたのである。伊東さんの毎晩の勉強も当時この点にあったのである。

私は経験深い先輩同僚の間にあって、主として「３気筒であるが故に特に必要となる機構」全般を担当し、又 C52 がわが国の慣行と違ったことをしている点を総ざらい的に摘出して、その理由を解明し、それを国産機の改善に資すべきことを命ぜられたのである。先ず、新人のフレッシュな感覚で彼此比較検討が出来る様にということ、又今までの２気筒機と違うのでベテランの経験もさることながら、若い学士の理屈がいくらかでもものを言い易いという部面を受持たせてやろうとの御配慮だったのだと思う。先ずボイラーなども米国風と日本風とでは随分違っていた。火格子面積や各伝熱面積の釣り合い、火室の懐具合などどれもこれもわれわれの燃料、われわれの焚火法からいって、われわれのやりかたの方がよいと考えて設計した。ただ細部の構造や部品には米国品も大いに参考になるものが多かった。３気筒のシリンダの鋳物はこれ

は全くよい参考になった。しかし、弁装置や、動力装置の細部、又バランシングについては全く気に入らない所だらけであった。全く荒っぽい計画であって、われわれの目からは全くこれでよいのかと思う計りであった。

そこで、われわれとしては色々と考えをめぐらし、智恵をつくして新工夫をこらしたわけである。ことにバランシングについては、欧州にもどこにも無い初めての方法が秘められていて、その結果軸重も軽く、作るにも易しく、勿論釣り合いは完全といったうまいものになったのである。その他ブレーキでも又給油法に至るまでわが経験にもとづいて細心の注意を払って完成したのであるから、やがて本線を走る様になってからは御承知の様に大いに好評を博し、長く愛用されることとなったのである。それにくらべてC52は、いくら新式ハイカラな道具が付いていても、根本計画が風土に合っていなくてはやはりだめだということの見本みたいなことになってしまった。まことに気の毒なことであった。しかし、C53 の完成【1928 年】のために貴重な参考を供しその土台となってくれ、又多くの新部品についての知識を供してくれたのであるから、「以って冥すべし」であるといえよう。

ところで、C53 なのであるが、私は今言った様に私の鉄道生活の第１回目の大仕事として取組んだことでもあり、いつもその機能構造のことが念頭を離れなかったが、それだけに３気筒機関車というものの存在の理由について、はじめから疑念が晴れなかったのである。なる程数え上げれば多くの美点がある。――しかし、そのために構造的な面倒をおかし、従って製造保守修繕に手を喰い、機関抵抗も大きい様なことをしてもよいものだろうか？ 走行の安定性については、２気筒でも充分設計出来る自信があるし、排気吐出の均一性による燃焼効率の昂上といった所でも、例えば排気室の採用や煙室配置の改善で充分おぎなえるのである。残るのは引張力の波動だが、その大小にも実際上これがどれ程響くかと言うことも、高速ではそれ程でもないのではないか。この次に大形の旅客機関車を作る時には、是非２気筒機で立案して比較して見たい、そしてそこには構造簡素という利点をあくまで強調して作り易く、保守し易く、使い易い機関車を実現したい、といつも心に期していたのである。しかしその後は、専ら小形機･中形機を数多く新設計するのに忙しく、大形機を新設計する機会は中々やって来なかった。しかし、新しい技法はたゆみなく蓄積されて行ったのである。そして、大形貨物機関車として、9900(D50)の新形代機としてD51 が、全く整然とした形で真の日本的蒸機として完成し、所期の成績を挙げてからいよいよ今度こそ、大いに延びて行く大形旅客蒸機の需要をこれもまた、整然たる新構想のもので増備しようという段階になったのである。かくてC59 が、C53 の代機として多年蓄積した技法を具現した理想機として現れることとなったのである。

太い大きなボイラを、スッキリした２気筒の走り装置の上にのせたC59 の端正な姿は、わが国の蒸機技術の粋ともいうべき洗練されたものであって、その軽い転り、扱い易さ、そして美しさは最後期の蒸機史を飾るものと言ってよいであろう。そして動

力近代化の線にそう新時代までの間を、蒸機として最高の効率、最良の能率でつないだのである。しかし、私はその実現の間にあってもこれを基礎として、そこに得られた経験を発展させて、わが国の狭軌としての諸条件のもとにおける極大の蒸気機関車——いわゆる極限機関車を作りたいと【の】考えを持ちつづけたのである。それは能力としても極限のものであるとともに、蒸機のもつ簡素さ、従って、製造保守の点においても、極限の利便を保つものでなくてはならないと考えをめぐらしていたのである。それこそ、所謂動力近代化の流れにのる電気機関車、内燃機関車に力をつくしてバトンタッチすべき蒸気機関車の最終走者であり、集中動力車のあらゆる能率比較の basic unit を形造るものであらねばならないと考えたのである。D62、C62 は、この様な根本思想のもとに、それぞれ貨物、旅客のわが国狭軌上の極限機関車として完成したのである。その来ることやや遅かったとも考えられるが、なお、蒸機時代の最後を飾ることが出来、またその出現の理由を発揮し得たものと考えられるのである(「C53 から C59 へ、そして C62 へ」島秀雄遺稿集編集委員会『島秀雄遺稿集―20 世紀鉄道史の証言―』日本鉄道技術協会、2000 年、所収)[5]。

(2)島説についての総括ならびに留保点

蒸気機関車開発史を巡る国鉄史観はおおよそ次のようにまとめられるであろう。

鉄道省における蒸気機関車技術は輸入、模倣国産化の段階を経て 9600 型、8620 型蒸気機関車の国産化を以って一応の独り立ちをを果たし、C51、D50 の開発において更なる飛躍を遂げた。

1920 年代に欧米で３気筒がブームとなったため、客車鋼体化や列車の高速化を控えて急行旅客用蒸気機関車のパワーアップを視野に入れていた鉄道省は敢えてアメリカ(Alco)より３気筒機関車のサンプルとして C52 型を(テンダー抜きで 6 両)、サンプル輸入した。

この C52 型は補機類などの面でその後の鉄道省における蒸気機関車開発に有意義な参考となったが、３気筒機関車としての性能自体は満足出来るものではなく、これを踏み台として鉄道省は独自の技術を盛り込んだ国産３気筒蒸気機関車、C53 型を開発した。

C53 型は３気筒機関車として、とりわけ狭軌用のそれとして最高度に完成された傑作機関車であり、世界に鉄道省の蒸気機関車開発技術の高さを誇示する作品でもあったが、３気筒固有の難点は払拭出来なかった。

そこで鉄道省は３気筒の C53 型を凌ぐ２気筒機関車の開発を志し、やがて C59 型が開発された。D51、C57、C59 といった一連の蒸気機関車群は標準化され、かつ均整の取れた技

---

[5] 島は C53 に関する回想を「C53 の設計をめぐって」(『鉄道ピクトリアル』Vol.2 No.2 1952 年)なる文章にも認めている。もっとも、そこではバランシングについての議論が幅を利かせているので、これに対して現時点で言及することは控えねばならない。

術的特徴を有する近代的蒸気機関車であり、その高度なバランスの上に開花したのが C62 による狭軌蒸気機関車世界速度記録 129km/h に他ならない……。

約言すれば、踏み台ないし反面教師としての C52！ 独自技術によって誕生した傑作機関車 C53！ C53 および爾後の開発成果の上に開花したわが国独自の、世界に誇るべき蒸気機関車技術！

まさにこれは勧善懲悪の武勇伝である。D62 云々とあるのはその後、D62 が辿った軸重軽減化と都落ちという命運からすれば、D52 第 1 次改造型と表記されるべきであろうが、そんなことは瑣事に過ぎない。

この種の国鉄史観は国鉄の正史の類や趣味の鉄道本の世界のみならず、鉄道史家、経済史家、技術史家の思考にまで浸透し、大袈裟に言えばこの国の言論界を領導して来たし、対象範囲は蒸気機関車のみに止まらなかった。もっとも、今、それを逐一、論（あげつら）うことは無益である。

島ほどの人物による記述には「なるほど」、と思わせるフシも多々ある。“親死ね、子死ね、孫死ね”＝技術は次々に進歩脱皮を繰返すべし、郷愁は無用、と語った島秀雄は類稀な、そしてヤヤコシイエネルギー変換など、ヨリ高度な蒸気サイクルである発電所にやらせるべきだと早くから割切っていた鉄道技術者であり、決して偏執的“蒸気機関車野郎”とは程遠かった。

C52、C53 に絡む特に重要な弁装置や主運動部に係わる論点についての解明は本稿全編を通じての課題となるので、現時点においては多言しない。しかし、C52 ついての島の記述にはその設計が「デタラメ」であったと言いたいのか、ただ「日本人の口に合わなかった」との謂いなのか、その叙述に曖昧さが現れていることだけは強調しておかねばなるまい。そして、島説の背景に在ったわが国、否、鉄道省の「風土」たるや、壮絶の限りを尽くした凄まじい状況であったという事実についても、やがては紹介して行かねばならぬことになる。

Ⅱ．反国鉄史観の典型としての Wikipedia の項目「国鉄 C53 形蒸気機関車」

(1)Wikipedea の項目「国鉄 C53 形蒸気機関車」から

本来、ネット上の百科事典である Wikipedia 日本版の項目の内容に対してはネット上で「編集」云々に努めるべきであろうが、ここではその叙述が島のそれ＝国鉄史観と真っ向から対立する構えを採っていることに鑑み、この場をお借りして引用ならびに検討を試みたい。

「国鉄 C53 形蒸気機関車」の項目における批判的＝反･国鉄史観的コメントは次の通りである(【】内、傍点は引用者)。

先ず、開発者及び開発過程の特徴について執筆者は：

> シリンダブロック周辺など三気筒機の特色となる部分は【工作局車輌課課長】朝倉希一により「大学を出たばかりの頭の柔らかい新人に任せよう」という判断で当時新進の島秀雄が研究を担当し、連動テコを細くする等の改悪を行った以外はほぼコピーした。その他にも、各種補機を含む以後の新型蒸気機関車設計の研究が行われている。

と述べる。次にその合成式弁装置について彼ないし彼女は：

> 本形式に採用されたグレズリー式連動弁装置は、ロンドン･アンド･ノース･イースタン鉄道(LNER)の技師長(Chief Mechanic【al】Engineer:CME)であったナイジェル･グレズリー卿が考案した、単式３シリンダー機関車のための弁装置である。
>
> これは通常のワルシャート式弁装置を基本として、その左右のピストン弁の尻棒の先端に連動大テコ(2 to 1 Lever：右側弁の尻棒と連動小テコの中央部に設けられた支点とを結び、中央部で台枠とピン結合される)･連動小テコ(Equal Lever：中央弁の尻棒と左側弁の尻棒を結ぶ)の２つのテコの働きにより、左右のシリンダーのバルブタイミングから差動合成で台枠中央部に設けられたシリンダーのバルブタイミングを生成する、簡潔かつ巧妙な機構である。
>
> もっとも、特に大きな力がかかり、なおかつタイミングを正しく維持するために狂いが許されない２本の連動テコについては、支点に用いられる可動ピンを含め剛性、耐摩耗性、工作精度のすべてにおいて高水準を維持することが求められたが、それに見合う高度な保守技術を堅持できた鉄道会社は限られていた。
>
> 本機においては、参考にした 8200【C52】形に比べ連動テコを細くしたため高速で動作する際の変形を招き、なおかつリンクの動作中心をピストン弁中心に合わせるのではなくリンクの回転円の外端をピストン弁中心に合わせて設計してあるため、磨耗も変形も無い状態でもグレズリー式弁装置一般に比べ中央気筒の動作が理論値から大きく外れ、中央気筒のみ異常な過大出力が発生したり、ピストンの背圧がクランク回転角によっては正圧よりも大きくなって不動現象の原因になるなど、設計は不適当なことこの上なく、島秀雄自身と、彼に一任した朝倉希一の見識が共に疑われる。後に中央クランクの給油が問題になるのも給油ラインを設けなかったことも含めて弁装置の不具合が原因である。

としている。更に、その製造、投入ならびに運用上の諸問題については：

汽車製造会社､川崎車輌の2社により､1928年から1930年の間に97両が量産され、東海道本線・山陽本線において特急・急行列車牽引用の主力として運用された。

しかし、構造が複雑で部品点数が多いため整備検修側からは嫌われた。設計そのものもシリンダー周りを担当した島秀雄をはじめとして3シリンダー機構の理解が不十分であり、連動大テコに軽め穴を不用意に設けて曲げ剛性を低下させたり、不用意に台枠を細くしC52よりもボイラー受けを一つ減らすなどして台枠の剛性を低下させるなど、設計陣が枝葉末節にとらわれ、全体を見ずその本質を見失っていた形跡が散見され、これらは運用開始後、台枠の剛性不足による亀裂多発、連動テコの変形による第3シリンダーの動作不良頻発と起動不能などといった重大なトラブルの原因となった。

前述の改悪に加え、軌間の狭さに由来する弁装置周りの余裕の無さという致命的なマイナス要因があったため、特にメタル焼けが多発した第3シリンダー主連棒ビッグエンドへの注油には想像を絶する困難[5]が伴うなど、およそ成功作とは言い難かった。[6]

このため、お召列車や運転開始当初の超特急“燕”では、信頼性の面からC51形が使用されている[7]。なお、燕の名古屋以西の牽引機は程なくC53形が担当することとなった(沼津電化後は沼津以西を C53 形が担当)。また、本形式の一部には特急･急行列車のロングラン運用に備え炭水車を標準的な12-17形からD50形初期車が使用していた20立方米形に振り替えたものも存在する[8]。

それでも戦前の時点では、鉄道省は本機を主として名古屋･下関両機関区を中心とする各機関区整備陣の自己犠牲を多分に含んだ努力によって辛うじて使いこなしていたが、以後鉄道省、国鉄を通じ、3シリンダー機関車の製造はおろか設計すらなくなり、日本の蒸気機関車は単純堅実だが性能向上の限界が高くない2シリンダー機関車のみに限定されることになった[9]。

もっとも、適切に調整・保守された本形式は、等間隔のタイミングで各シリンダが動作する3シリンダーゆえに振動が少なく、乗務員の評価も、広くて快適な運転台･蒸気上がりの良いボイラ･牽引力の強い事で人気が高かったという｡後続のC59形やC62形より乗り心地が良かったと伝えられている。

と批判し、最後に、その終焉について：

1940年代に入り、2シリンダーで同クラスの性能を持つC59形の完成に伴って幹線の主力機関車の座を譲ったが、あまりに大型であるため、当時は東海道・山陽線以外に転用不可能であった。折から戦時体制に突入したために機関車需要がさらに逼迫、にもかかわらず旅客用機関車の製造は中断されたために本形式もフルに運用され、図らずもその寿命を延ばすことになる。元々複雑極まる構造であったうえ、戦時の酷使が祟り、整備不良から戦後すぐに運用を離れる車両が続出した。結局、国産の本線用

大型蒸気機関車の中ではもっとも早く、1948 年から 1950 年にかけてすべて廃車となった[14]。

[5] 走行中に台枠の中に入り、決死の覚悟で注油を行った例すらあったという。

[6] もっとも満鉄ミカニのように、車軸中心を伝うように給油ラインを設けておけばわざわざ潜り込まなくともビッグエンドに注油することは可能で、設計側に保守への配慮が足りてなかったとも言える。

[7] 燕の箱根越え用後補機として国府津に本形式が 3 両配置、使用された。この国府津の C53 形は試験的に急行を牽引して東京駅に入線している。

[8] 20 立方米形炭水車に振り替えた車両の大半は石炭搭載量を増やすため炭庫の高さや長さを増す改造を施しており、一つの外見的特徴となっている。

[9] 日本製という意味では 3 シリンダー機は満鉄向けミカニがあり、これは貨物牽引用として低速での粘着率向上を目的として投入され、保守の困難さはあっても C53 ほどではなく、台枠の亀裂や起動不能といった事故も無く所期の目的を達して戦後新生共産中国となってもしばらく使われた。

[14] 最末期に中央西線･名古屋口や関西本線(名古屋~亀山間)でごく一部が使用されたと言われる。

と結んでいる。

⑵反国鉄史観の総括

流線型云々の話題や、“これから”という時に鉄道省の開発陣が安直な 2 気筒に開発の方向をシフトさせてしまったため、3 気筒の高い潜在能力を引出す真の開発はこの国においては遂に行なわれなかった、とする記述は引用を省略したが、それでも、上の引用だけからでも島の論述との対立は充分過ぎるぐらいにクリヤである。今頃、こんな設計ミスを暴かれたとあっては、島が却って気の毒に思えるほどである。もっとも、これほど悪し様に言われるのも、先に確認した通り、島(ら)が我が身可愛さの故か、C52 のような“傍系”の作品に対してアンフェア極まる評価を書きたくって来た所業の報いであるから、同情するには値しない。

それにしても、この舌鋒の鋭さは国際比較という視野の下に鉄道省の蒸気機関車に関する非国鉄史観を提示された齋藤 晃氏の抑制された筆致ともニュアンスを異にしている[6]。しかし、それだけに島説＝国鉄史観との対比にはもってこいである。

批判の要点を列挙すれば：

① 弁装置における中央弁作動用リンク機構の設計が改悪されていることに加え、連動テコが細くされ肉抜き孔まで明けたための曲げ剛性不足が重なり、弁開閉時期の狂いが招か

[6] 齋藤前掲『蒸気機関車 200 年史』257~259 頁、参照。

れた。また、これに附随して起動不能事故も発生した。

② 同じ原因は中央気筒の発生出力過大を結果し、中央気筒のクランクピン軸受の焼損を頻発させ、運用現場は危険な走行中給油の必要にまで迫られた。

③ 中央クランクピンの給油法に設計上の手抜きがあり、これが軸受焼損事故を一層多発させる要因となった。

④ 台枠の強度が不当に低下せしめられたため、亀裂が多発した。

⑤ 以上は全て設計ミスであり、これは設計陣が枝葉末節にとらわれ、本質を見失っていたために生じたことである。

⑥ C53には振動や居住性など、乗務員から評価された美点も多かったが、検修陣からは嫌われた。

といったことになろう。

そこで、我々に求められている最優先点検項目を約言すれば、第１に、島による弁装置設計に独自の要素が盛り込まれていたとすれば、それは如何なる点にあったのか、それは果たして改良であったのか改悪であったのか？ 第２に、島による中央気筒クランクピン周りを含む主運動部の設計に独自の要素が盛り込まれていたとすれば、それは如何なる点にあり、またそれは改良、改悪何れであったのか？ 第３に、強度不足問題は如何に解釈されるべきか？ 第４に、C53代替機として２気筒機C59が開発されたことに対する評価は如何に？ といった諸点に帰着する。

然しながら、かような問題点を考察するには予備的考察として、“３気筒機関車はどのようにして誕生したのか”、“３気筒機関車とはどのような特徴を有する機関車であったのか”、“C53に採用された３気筒弁装置のオリジナル、ならびにC53と同じ2C1型急行旅客用３気筒機関車のルーツにして最高峰でもある A シリーズを創造したイギリスの鉄道技師Herbert Nigel (1876~1941)がK3級1C機、O2級1D機の創生以降、取組んだ一連の開発において如何なる問題に直面し、如何にしてそれらを超克したのか”、そして“Gresley の技術を導入したAmerican Locomotive Co.(Alco)がそれを鉄道省に伝えるに際し、オリジナルを如何に換骨奪胎･アメリカナイズしていたのか”といった問題が片づけられていなければならない。

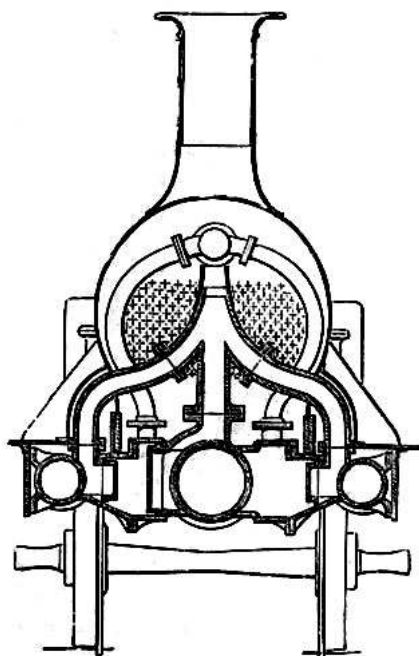
Ⅲ．３気筒蒸気機関車とは ―― その生成、一般的構造ならびに得失

(1)３気筒蒸気機関車の生成

３気筒機関車とはその名の通り、一般の蒸気機関車が左右計２つの気筒を有するのに対して３つの気筒を有する蒸気機関車の謂いである。牽引負荷が増すに連れて機関車の牽引力が不足がちになれば気筒の増設によってこれを補おうとするのは人情である。今少し理屈を述べれば、蒸気機関車は車両限界に制約されているため、通常の形態を前提にする限り、気筒の直径に制約を受けざるを得ない。

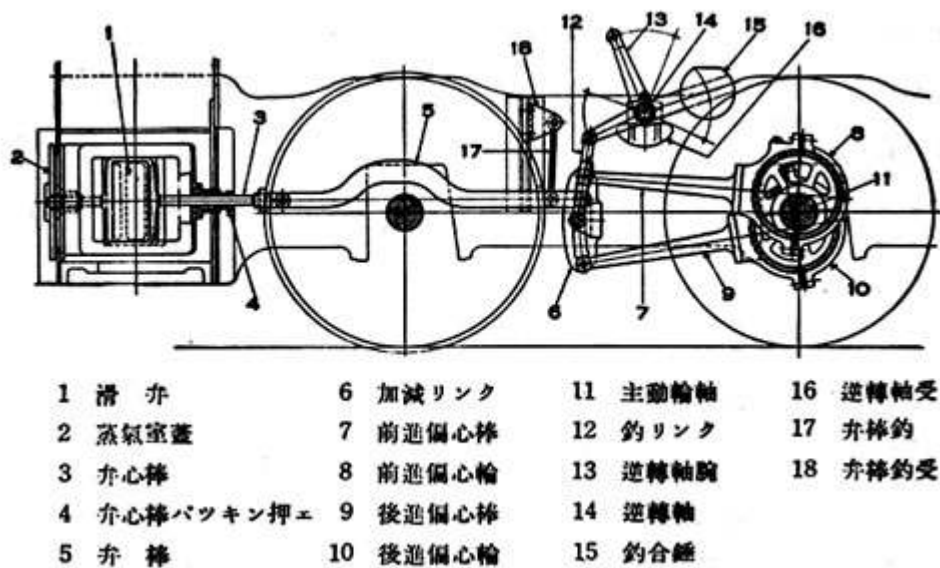
この制約については後に詳しく論ずるが、ともかくこれを使用蒸気圧の向上によって補おうとする場合、ボイラの強化が必須となり、重量増加→軸重限界への抵触が問題となる。その上、缶水の化学的処理法の確立以前においては高温高圧化はスケール(湯垢)の生成を激甚化させ、整備運用上、多大のロスを発生させずには済まない技術であった。

1833年にHick Hargreaves & Co.によって設計図が描かれているとか、1839年にIsaac Doddsなる人物によって特許まで取得されている等、断片的事実は知られてはいるものの、一般に３気筒機関車の真の鼻祖と認められているのは蒸気機関車の父、George Stephensonの息子、Robert Stephensonと彼の機関車工場に木型工として勤めていたW., Howeによる1848年の特許に基づく作品(図3-1)である。

図3-1　Stephenson & Howeの３気筒機関車

Z., Colburn, *Locomotive Engineering, and the Mechanism of Railways : A Treatise on the Principles and Construction of the Locomotive Engine, Railway Carriages, and Railway Plant, with Examples*. London and Glasgow, 1871, p.78 Fig.92.

そこでは内外気筒のピストンは同一の動輪を駆動したが､クランクは外側が互いに 180°、内側クランクはそれらに対して 90°の位相を有していた。弁装置は３連のスチブンソン式であった。York, Newcastle & Berwick 鉄道向けに製造、販売された１両の３気筒機関車は外側気筒が $10^{1}/_{2}$×22in.(266.7×558.8mm)、内側気筒が $16^{3}/_{8}$×18in.(406.8×457.2mm)の D(内径)×S(行程)を有する複式(２段膨張)機関車であった[7]。

左右２気筒の中間、台枠内に気筒を増設するとあれば、修理にも調整にも手間取るのは事実である。しかし、件のスチブンソン式弁装置(図 3-2)などは往時、大西洋の両側で幅を利かせていた技術であるが、これは敢えて台枠の間に収容されるように作られた機構であったし、イギリスではその序でか、２気筒機関車の２つの気筒を台枠内部に納めるような設計さえ珍しくなかった。これは後に述べる不釣合慣性力由来の“蛇行動”対策の点で不釣合重量を近接させておく方が有利との判断が優先された結果であると想われる。

図 3-2 スチブンソン式弁装置

機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』新訂増補第 19 版、1941 年、交友社、中巻、34 頁、第 27 図[8]。

---

[7] 西尾廣義『三気筒機関車の研究』交友社、1929 年、17~18 頁、参照。

[8] この本の著者である機関車工学会の実態については不詳ながら、向坂唯雄は「この会は現場からのたたきあげの、それこそ機関車に取り憑かれたような男たちの作ったものらしく、メンバーの一人にあとで田端機関区長になった成田松次郎がいたという」と述べている(向坂唯雄『機関車に憑かれた四十年』草思社、1987 年、56 頁)。

なお、機関車工学会をはじめ、鉄道省、国鉄関係者の著した機関車工学関係の書物に体系的で理論的に質の高いものは多いが、それらは概ね森彦三・松野千勝『機関車工学』を下敷きにしたモノである。また、

偏心輪と偏心棒とは１気筒につき各１個、つまり都合２個、必要である。２気筒なら４個要る。このため、場積を取る。その上、偏心輪回りの摩擦帯熱の危険度も高い。また、主要部分が台枠内にあるため、検修に不便である。

スチブンソン式弁装置は Robert Stephenson & Co.の社名に因むが、図中の「６」加減リンクの両端に前後進用偏心棒各１本を連結する着想は William William なる青年労働者が 1842 年に思いついたものであった。彼はこのアイデアをかの木型模型職工長 W.,Howe に伝え、Howe による改良を経て機関車には 1843 年から採用された(森彦三･松野千勝『機関車工学』上巻、43 頁)。その後、更に改良を経て図のような機構に落ち着いた。図に示すイギリス式のほか、アメリカ式と呼ばれる機構の一部、弁に近い部分を外装する方式も存在した。この場合、気筒は勿論、外装される。

スチブンソン式弁装置の発展については本山邦久『機関車用 弁及弁装置 1931 年増補改版』江島日進堂出版部、1931 年、116~118 頁に詳しい。この書物は弁装置全般に係わる包括的解説書であるが、この改訂版においては３気筒弁装置に係わる記述が加えられている。

従って、真ん中に１気筒追加するぐらい、大した手間とは考えられなかったのであろう。実際、左右に２つ、間に２つの４気筒というレイアウトさえ珍しくなかった。これらがまた、単式(１段膨張)、複式(２段膨張)に分れたのであるから、蒸気機関車の構造は“Simple is best.”とは程遠い状況にあった[9]。

さて、３気筒を複式とする場合、中央を高圧、左右を低圧にして気筒径を揃える配置も考えられるが、上例のように左右を高圧、中央を低圧とする配置の方が好まれたと見える。イギリス、London & North Western 鉄道の著名な機関車設計技師 F.,W.,Webb が 1881 年から開発を始めたのもこのタイプであった。彼は 1878 年に古い機関車をマレーに改造し、

成田松次郎自身は「プロの見た C52 形機關車」なる一文を『鉄道ピクトリアル』に寄稿しているが、その筆致は「３シリンダ機関車はクランクピン角度が 120°の等間隔になっておって……」などとあくまでも豪放であった。このクランクピン位相の問題については追って触れる。

[9] これは何も黎明期のハナシではない。1940 年に 12.8%という恐らく世界の蒸気機関車史上、最も高い熱効率をマークしたのではないかと思われるフランス国鉄 A.,Chapelon のリビルドになる 2D 機 4C/4-8-0(16b)はその「理論で創成し新奇な考案を紹介する」(藤田隆『蒸気機関車の設計と構造理論』鉄道科学社、1948 年、16 頁)発明好きで凝り性の伝統に棹差した複式４気筒であった(この型式については不詳。下記の文献の図には高圧気筒 440φ×650mm、低圧気筒 640φ×650mm、火格子面積 3.716m²、などと記入されている)。

なお、蒸気機関車において３段以上の膨張段数を持つ例は稀有で、不首尾に終わったアメリカ、Delaware & Hudson 鉄道の１機種だけであったと思われる。cf. P.,R., Stokes, Shadows of Steam. in ImechE[Institution of Mechanical Engineers], *Small Sclae Basic Steam Plant*. London, 1990. pp.14~18.

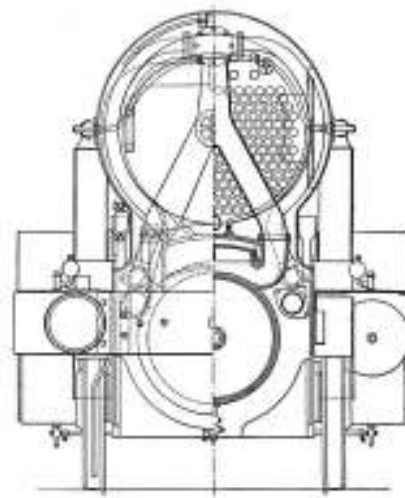
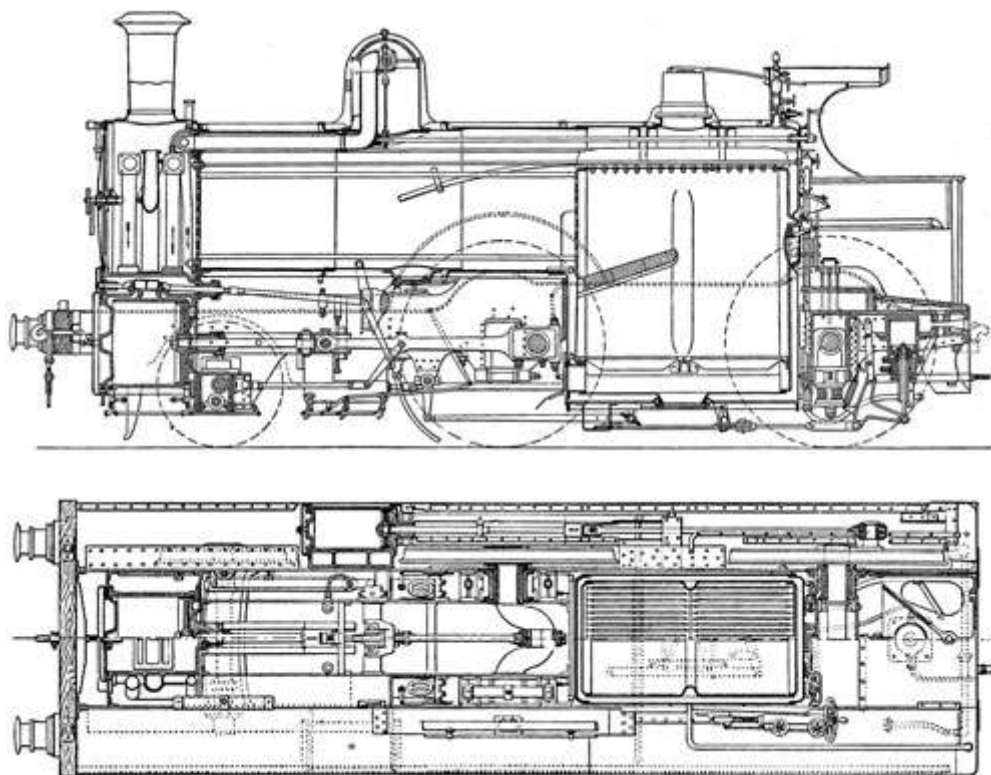
５年間、その使用実績を検討する一方、この３気筒方式を創案し、特許も取得した[10]。

Webb のシステムは一風変わっており､高圧気筒の連接棒（コネクチングロッド）は通常の２気筒機関車同様、90°の位相を有する第２動軸のクランクピンに連結され、低圧気筒のそれはクランク車軸になっている第１動軸のクランクピンに連結されていた(分割駆動)。そして、第１動軸と第２動軸との間を繋ぐ連接棒（カプリングロッド）は無く、両者はそれぞれ勝手に駆動された。高低圧気筒間は煙室内をぐるりと回る、再熱器と汽留器（レシーヴァー）を兼ねる太いパイプで連結され、低圧気筒への供給蒸気の乾燥と圧力均整化が図られていた。

最初の作品は高圧気筒：$11^{1}/_{2}$×24in.(292.1×609.6mm)、低圧気筒：26×24in.(660.4×609.6mm)＝高低圧気筒総断面積比 1：2.55、動輪径 $6^{1}/_{2}$ft.(1981.2mm)であった。蒸気圧は不明である。

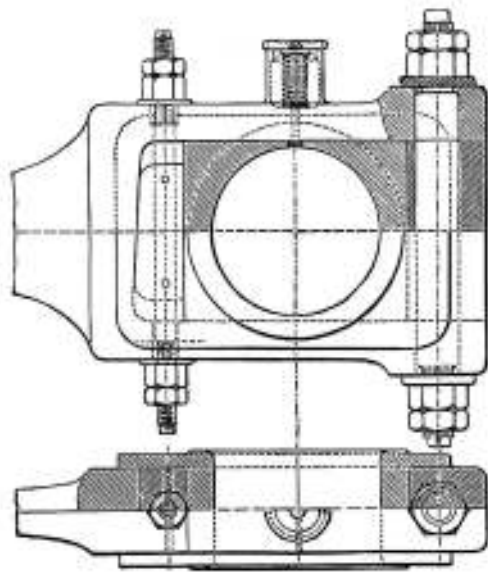
そのテスト成績に自信を深めた Webb は高圧気筒径を 13in.(330.2mm)､高低圧気筒総断面積比を 1：2.00 に改めた２号機を開発した。

更に彼は *Dreadnought* 級と称する 14in.(355.6mm)、30in.(762mm)、総断面積比 1：2.30 の機関車(図 3-3)を開発した。この間、ピストン行程は一貫して 24in.が踏襲されている。

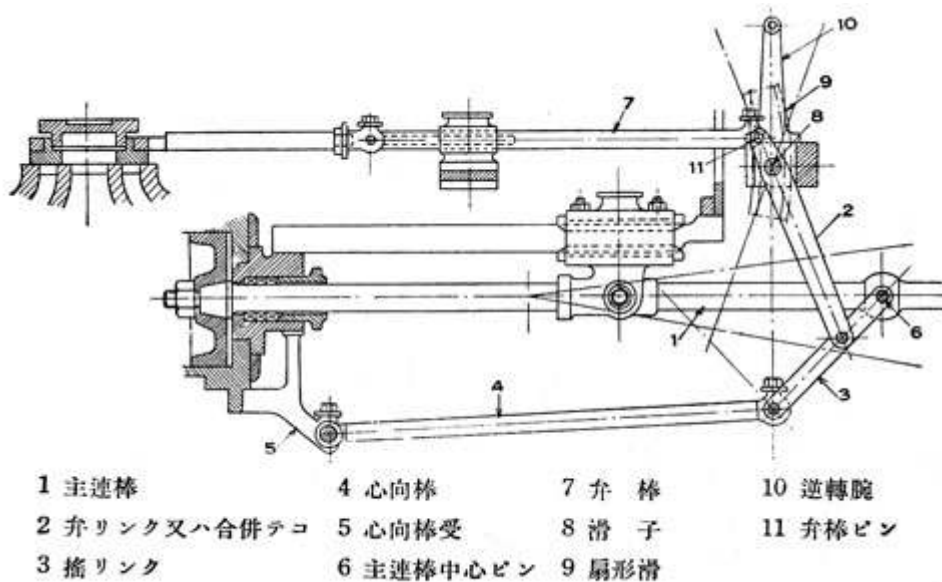
図 3-3　Webb の *Dreadnought* 級３気筒複式機関車

[10] 以下、Webb の３気筒複式機関車については cf. D.,K., Clark, *The Steam Engine : A Treatise on Steam Engines and Boilers*. Vol.II London 1895, pp.608~609.

D.,K., Clark, *The Steam Engine : A Treatise on Steam Engines and Boilers*. Vol.II, 1895. p.611 Fig.929, p.608 Fig.925, p.609 Fig.926.

運転整備重量：機関車本体 42.5t、炭水車 25t、動輪上重量 15t、使用蒸気圧 175psi.(12.3kg/cm^2)、火格子面積 20.5ft.^{2}(1.90m2)、動輪径 6$^1/_4$ft.(1905mm)、先輪径 3ft.9in.(1143mm) 、動軸距 9ft.8in.(2946mm)、総軸距 18ft.1in(5511.8mm)、動軸ジャーナル 7φ×13$^1/_2$in.(177.8φ×342.9mm)、中央クランクピン 7$^3/_4$φ×5$^1/_2$in.(196.85φ×139.7mm)、中央主連棒長さ 6$^1/_4$ft.(1905mm)。

その中央主連棒の太端は当然、開放型であったが、フォーク型のエンドにストラップを巻き付けるように被せるのではなく、内側にストッパ･ブロックをネジ止めし、半割のメタルはロッド側から楔で位置決めする構造であった(図 3-4)。

図 3-4　Webb *Dreadnought* 級 3 気筒複式機関車中央主連棒太端

D.,K., Clark, *ibid.* , p.610 Fig.928.

弁装置は高低圧それぞれを独立に制御することが可能な３連のジョイ式(図 3-5)であった。

図 3-5 ジョイ式弁装置

機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、60 頁、第 46 図。

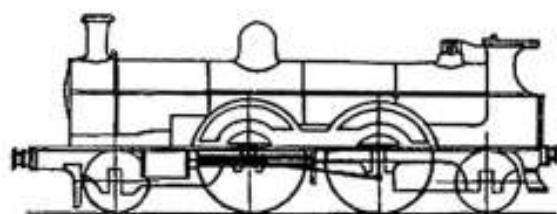
ジョイ式弁装置は David Joy(英)によって 1879 年に発明された。偏心輪のような厄介者は無くなったが、その大きな欠点は主連棒の途中に関節を配するため強度上おもしろくないこと、“扇形滑り”上を“滑子”が絶えず摺動するため、摩耗、発熱が多いことであった。

Webb がこの方式に思い至った背景として、当時、複数の動軸を連接棒で繋ぐという最も蒸気機関車らしい足回りが、特に高速走行向きの機関車においては、危険だと考えられていた点が挙げられる。また、複式を4気筒ではなく3気筒で賄うことでクランク車軸のクランクピン幅に余裕持たせられる、という点も重視されていた[11]。

Dreadnought 級に続いて 1889 年には 7ft.1in.(2159mm)に拡径された動輪とカットオフ制御性を改善されたジョイ式弁装置とを有する *Teutonic* 級が登場した。また、恐らくこの時に、低圧気筒の D 型滑り弁は惰力走行時におけるポート側弁座(摺動面)との摩擦を防ぐため、通常、そして従前とは逆に気筒下部に設けられるようになったようである。使用蒸気圧は 173psi.(12.1kg/cm^2)へと若干引き下げられていたが、インジケータ線図に拠れば、高圧気筒入口圧は 170psi.(11.9 kg/cm^2)に達していた。低圧気筒入口圧は 40psi.(2.8 kg/cm^2)であった。

1890 年5月時点において Webb の3気筒複式機関車は総勢 77 両を数え、同年3月 31 日までにおけるその総走行距離は 14,000,000mile(22,526,000 km)に達していた。

図 3-6 はこの Webb 3気筒複式機関車における最終発達形態と思しきモノを現す。

図 3-6　Webb の3気筒複式機関車 *Greater Britain* (1891 年)

「ウェッブ」氏複式機關車，倫敦及北西鐵道，1891.

「シリンダー」の直徑，高壓(二個)	15″
同　上，低壓(一個)	30″
「ストローク」各	24″
蒸汽の常用壓力	175封度
使用上の重量，機關車	52.1噸
同　上，「テンダー」	25.0 ″
傳熱面積，「ファイヤ、ボックス」	120平方呎
同　上，燃燒室	39 —″—
同　上，「チューブ」(前部)	853 —″—
同　上，「チューブ」(後部)	493 —″—
合　計	1505 —″—

森彦三・松野千勝『機関車工学』中巻、63 頁、第 43 図。

森は Webb 式3気筒に対しては極めて冷淡な評価しか与えていない。

この点については同書上巻、4~5、322~324 頁、参照。

[11] cf. J.,A.,Ewing, *The Steam-Engine and Other Heat-Engines*. London, 1902, p.398. この著者は鉄道屋ではなく、ケンブリッジ大学の機械工学教授。

Webb のシステムは純レシプロとレシプロ＆タービン聯成との違いはあれ、舶用蒸気動力プラントにおける各個運転式排汽タービン(タイタニックなど)と同じ発想に立つものであった。しかし、推進器(スクリュープロペラ)がほぼ定常的に水を掻いている船舶とは異なり、機関車の場合は空転が重要な問題となる[12]。

このシステムにおいては最初に駆動される第２動軸に空転を生じれば、低圧気筒に盛んに蒸気が送り込まれ、軸重移動により粘着重量を奪われている第１動軸は勢い込んで回り出す羽目になる。こうなれば両軸空転して発進不能に陥る。しかも、これを幾分なりとも抑える機能を有している連接棒はそこに無い。こんなワケで一見、合理的にも見える Webb のシステムは期待され、1890 年代の一時期、好成績を収めたものの、間もなく廃れて行った。その過程においては共通動軸駆動･２動軸間の連接棒による連結といった改良も行なわれはしたが、３気筒の凋落傾向は覆らなかった。1903 年、彼が最後に設計した 2B 型の軸配置を有する機関車は４気筒複式であった[13]。

1890 年、アメリカ、Erie & Wyoming Valley 鉄道の Smith なる技術者が３連のスチブンソン式弁装置と 120° クランク車軸を有する 2B ならびに 1C タイプの単式(１段膨張)３気筒機関車を開発し、同型機関車は約 10 年にわたって製作された。もっとも、クランクに不具合を生じたため、それらは後に２気筒に改造されてしまったという[14]。

1894 年にはアメリカの Baldwin 社において 1C 型の単式３気筒機関車が製造され、1900 年にはスイス機関車工場(Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik)にて 1C タイプの３気筒機関車が製造された。これは中央気筒が第１動軸を、両側気筒が第２動軸を駆動する分離駆動方式によっていた。

1898 年には W.,M.,Smith によって３気筒複式機関車が製造されたとも伝えられるが、不

---

[12] 各個運転式排汽タービンについて簡単には拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』ユニオンプレス、2002 年、第２章、参照。

[13] 齋藤晃『蒸気機関車 200 年史』NTT 出版、2007 年、186~189 頁、G.,Hughes, *Sir Nigel Gresley The Engineer and His Family.* pp.63,125、参照。但し、筆者の不勉強のため、中央気筒の“扇形滑(クヮドラント･スライド)”に“逆転腕”が取り付けられていなかったために後退して列車に連結し、前進で牽き出そうとする際、第１、第２動軸の相互逆転現象が生じたという主旨の齋藤氏の記述の意味ならびに根拠を確認出来ていない。これは低圧気筒蒸気室(弁室)の下方配置から派生した現象かとも想われるが､それだけのコトなら簡単なリンケージの追加で解消可能な問題だった筈である。

余談ながら、1919 年、New York Centrai 鉄道の H.,Ingersoll によって開発された“booster”(発進補助用に従台車(等)に組込まれる補助蒸気機関)も逆転機能が備わっていなかったため、一度、牽き出しに失敗し、退行し(連結器を緩め)、再発進を試みるためには“booster”機関の気筒内に残った蒸気の凝結を待たねばならなかった(cf.Hughes, *ibid.*,p.117)。

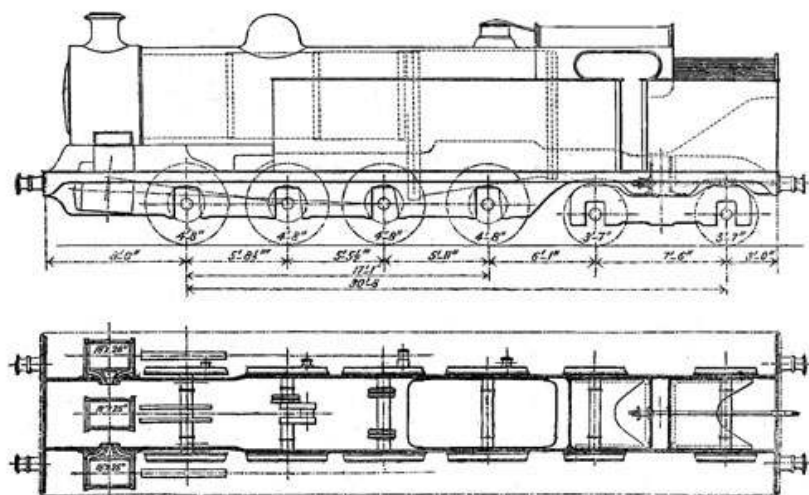
[14] 以下、３気筒機関車の歴史全般については主として西尾前掲書、18~27 頁、参照。

詳。1901年、イギリス、Midland鉄道においてSmith技師によって中央を高圧気筒、両側を低圧気筒とする３気筒機関車が製作された。これは軸配置 2B、左右クランクが互いに90°、中央はそれらに対して135°の位相を有する３気筒複式機関車であった(『機関車工学』上巻、111頁、第77図)。なお、Ricour(仏1883)に続いてイギリスでは最も早く、1885年に蒸気機関車にピストン弁を採用したことで知られるこの人物は若い頃、1874 年から’78 年にかけ、“汽車監察方”(Locomotive Superintendent)としてわが官設鉄道に奉職した経歴を持つ[15]。

1902年にはイギリス、Great Eastern鉄道のJ.,Holdenによって0E0の軸配置を持つ３気筒機関車が開発された。主動軸は第２動軸で、クランク位相は120°であった。

1904年にはプロイセン国有鉄道にて2B2タイプの３気筒機関車が製作された。中央気筒は第１動軸を、外側気筒は第２動軸を駆動する方式で、クランク位相はスチブンソンのものと同一であった。この年にはまた、Austrian North Western鉄道にて2Cの軸配置を有し、第１動軸に120°位相のクランクを持つ３気筒機関車が造られた。

1905 および’06 年には Robinson 式過熱装置(後述)にその名を残すイギリス、Great Central鉄道のJohn Robinson技師によって３気筒複式機関車が建造された。これ等の機関車はその後、40年間、稼動したという。彼はまた 1907 年、３連のスチブンソン式弁装置を有する単式３気筒機関車(図3-7)を建造した。

図3-7　Great Central鉄道の単式３気筒機関車

森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、158頁、第156-157図。
総重量96.7t、動輪上重量74.0t、蒸気圧200psi(14.0kg/cm2)、気筒18×26in.(457.2×660.4mm)３連スチブンソン弁装置の“エキセン”が６つ、車軸上に描かれている。なお、森は単式３気筒についてはWebb複式よりも更に軽く扱い、

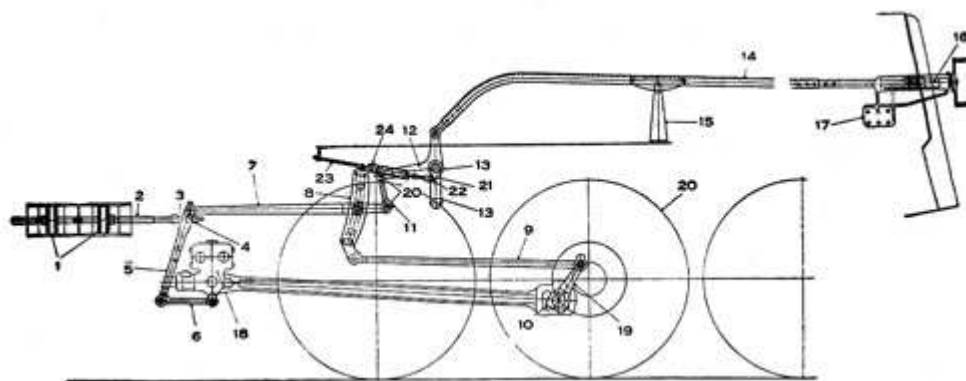
[15] Smithと日本との係わりについては川上幸義『私の蒸気機関車史』上巻、交友社、1978年、２頁、参照。

この図は軸配置の一例として掲げられているに過ぎない。

1908 年にも Robinson は１両の２気筒機関車を単式３気筒に改造した。但し、こちらは 1922 年、元の２気筒に戻されたと伝えられる。Robinson はその後、４気筒を本命視するようになる[16]。

1909 年、イギリス North Eastern 鉄道の T.,W.,Worsdell によって３連スチブンソン弁装置を有する 2D 型の３気筒複式タンク機関車が、続いて 2C1 型のそれが造られた。彼は従前、Joy 式弁装置を有する内側２気筒複式機関車の開発で知られていた[17]。

1909 年にはまた、アメリカ、Philadelphia & Reading 鉄道にて H.,D.,Taylor の設計になる 2B1 および 2C 型の３気筒機関車が就航している。中央気筒は第１動軸を、左右の気筒は第２動軸を駆動する方式で、中央にはジョイ式、左右にはワルシャート式弁装置(図 3-8)が装備されていた。

図 3-8 ワルシャート式弁装置

機関車工学会前掲『新訂増補 機関車の構造及理論』新訂増補第 19 版、中巻、42 頁、第 32 図。

ワルシャート式弁装置はベルギー、ブリュッセルのミディ機関車工場の機械工、E.,Walschaerts によって 1844 年に発明され、1848 年に改良を施されて現行の形に落ち着いた。特許申請に際

[16] cf. Hughes, *ibid.*, p.63.

[17] cf. Ewing, *ibid.* p.397, Hughes, *ibid.*, p.63.

し、A.,F.,Fisher が名義を貸したため、一部ではフィッシャー式、ドイツでは 1849 年、独自に開発に成功したドイツ人技術者 Edmund Heusinger von Waldegg の名に因んでホイジンガー式などと呼ばれることもある。

このワルシャート式弁装置は蒸気機関車の弁装置における世界標準となったという意味で優れた技術である。然しながら、ワルシャート式においては、同じようにクランク軸に設けられた偏心機構から弁の運動を取り出すスチブンソン式弁装置と対照すれば直ちに明らかなことであるが、返りクランクから得られる偏心運動の対称軸と弁心棒の軸との一致が後者におけるようには成立していない。

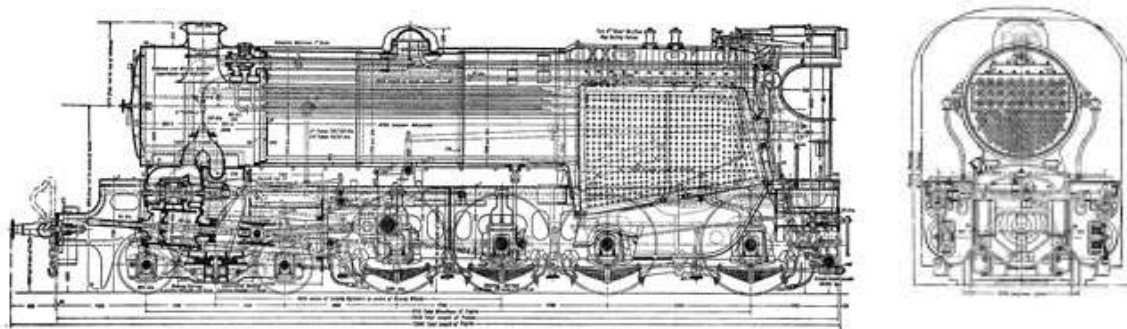
換言すれば、ワルシャート式弁装置においては偏心棒は真直ぐに弁心棒を突けず、しかもその傾斜角が刻々と変化するため、偏心運動の前後対称性が得られない。これを補正するため、加減リンクと偏心棒との関節部をオフセットさせ、加減リンクを若干傾斜させる等の措置が常套的に講じられる。このことの３気筒弁装置に対する影響についてはやがて取り上げられねばならなくなろう。

続いて、1911 年にはイギリス North Eastern 鉄道の Vincent Raven が３連のスチブンソン式弁装置を用いるアトランティック(2B1)型の３気筒機関車を開発した。

1913~'14 年にはイギリス、North Eastern 鉄道において、1916 年にはプロイセン国有鉄道において過熱蒸気を用いる３気筒機関車が製作された。後者は中央気筒の弁装置を左右気筒の弁装置の運動の合成によって駆動する機構を備えた３気筒機関車であったと伝えられている。この方式の濫觴は 1913 年２月に Henschel が製造した 1D1 タンク機であったから、同じものを指しているのかも知れない[18]。

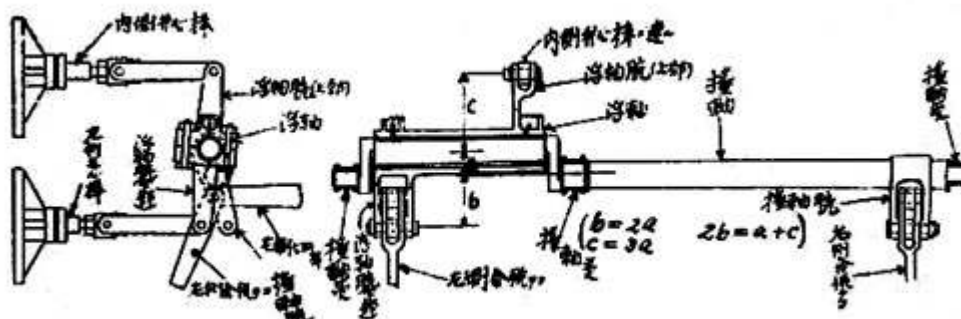
この機関車は成功作で、類似の３気筒機関車は多数、製造された。その一例がイギリス、Yorkshire 機関車会社に発注されたスペイン国鉄の機関車(図 3-9)であった。これは 2D の軸配置を有する機関車本体重量 88t、動輪上重量 62.2t、最大軸重 15.6t のテンダー機関車で、粘着係数(粘着重量を最大気筒牽引力で除した値)は 3.26 と小さかった(つまり、軽い割りに力が強かった)が、３気筒ならではの安定したトルクのため、問題なく稼動出来たという。その気筒直径は何れも 20½in.(520.7mm)、行程は 26in.(660.4mm)で、外側気筒は第２動軸、中央気筒は第１動軸を駆動した。

図 3-9 スペイン国鉄(1676mm ゲージ)向け３気筒蒸気機関車

18 Henschel の件については cf. F.,A.,S.,Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer.* London, 1961, p.44, Hughes, *ibid.*, p.65.

西尾前掲『三気筒機関車の研究』24 頁、第 1 図、25 頁、第 3 図。

旧 Norte 鉄道の車両限界の方が旧 M.Z.A.鉄道のそれより背が低く、幅広であったことが示されている。

弁装置としては左右にワルシャート式弁装置を配し、右側“合併テコ”上の“弁心棒”接続点で“揺軸”を揺動させ、その“揺軸”上のクランクピン部分に浮動支持された“浮軸”左端の腕を左側“合併テコ”上の“弁心棒”接続点を以って駆動することにより、左右“弁心棒”の動作を合成し、“浮軸”右端の腕で中央気筒弁心棒を駆動する、という仕掛け(図 3-10)であった。

図 3-10 揺動軸を用いた合成式 3 気筒弁装置

西尾前掲『三気筒機関車の研究』24 頁、第 1 図。

a は“揺軸”クランク半径、b“浮軸”ロア･アーム半径、c は“浮軸”アッパー･アーム半径である。“揺軸”クランクにおいて b：a＝2：1、“浮軸”において(b+a)：c ＝１：１

このように、３気筒機関車は 20 世紀初頭、次第にその勢力を伸ばして行った。西尾に拠れば、1914 年以降、1921 年までに製造された主だった過熱式３気筒機関車の顔触れは表 3-1 に示される通りである。

表 3-1　1914～'21 年までに製造された主な非･Gresley３気筒機関車

国名	年	軸配	気筒 D×S mm	動輪径 mm	蒸気圧 kg/cm2	気筒牽引力 t	粘着重量 t	粘着係数
プロイセン	1914	2C	600×630	1980	14	14.2	53.2	3.74
〃	1915	1E	560×660	1400	14	26.3	85.0	3.23
〃	1919	1D	515×660	1400	14	22.2	68.0	3.06
ドイツ	1918	1E	570×660	1400	14	27.7	80.0	2.90
〃	1921	1D1	520×660	1750	14	18.3	63.5	3.48
〃	1921	2C1	520×660	1980	14	16.1	52.0	3.20
ザクセン	1918	2C1	500×630	1920	14	14.7	51.0	3.45
トルコ	1917	1E	560×600	1260	14	25.0	78.5	3.15
イギリス	1918	1C	470×660	1730	12.7	14.6	61.0	4.43
イギリス	1919	0E0	470×660	1405	12.7	16.8	72.6	5.94

西尾前掲『三気筒機関車の研究』23 頁、第 1 表。

気筒牽引力の原表記は最大牽引力で、気筒平均有効圧をボイラ圧の 85%と仮定した場合の駆動トルクを意味する。最も普通の用語法ではこれを“シリンダ牽引力”と呼んでいる。但し、このトルクでは動輪が空転するので動輪周牽引力ないし粘着牽引力、即ち機関車が実際に発揮し得る牽引力はこれより幾分小さい値となる。平均有効圧とはピストンを押す蒸気の圧力を全行程に亘って一定と見做した換算値。

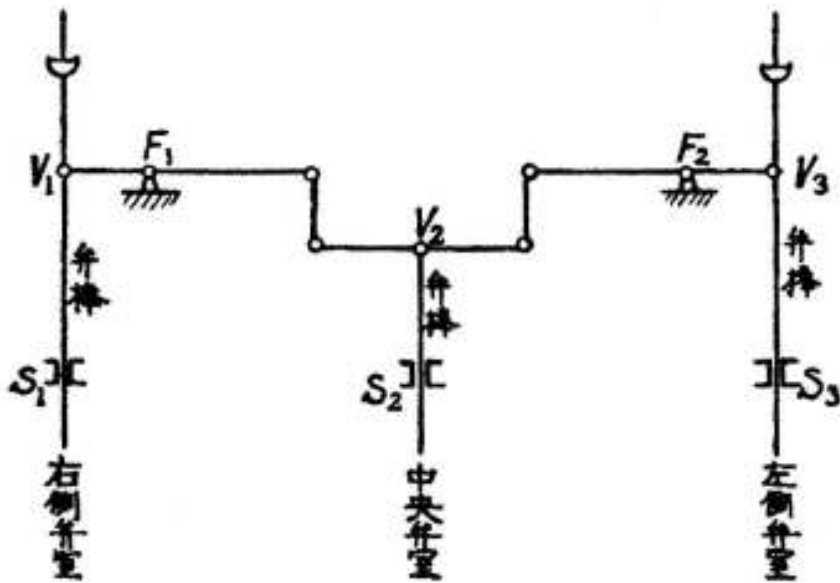
次節で述べられるように、トルク変動の小さい３気筒機関車においては動輪とレールとの摩擦係数が２気筒機関車におけるより大きく取れるため、気筒牽引力を無駄なく活かすことが可能である。

この内、量的に一貫して優越していたのはドイツの３気筒機関車であった。1914 年製造開始のプロイセン国鉄 S10^2 型(2C : Stettiner Maschinenbau A.G., Vulkan 他、ドイツ国鉄 17^2 型)、同 1917 年の G$_{12}$ 型(1E : Henschel & Sohn, Cassel 他、同、58$^{10\text{-}21}$ 型)がそのハシリをなした。この２型式は何れも近代３気筒機関車の濫觴期らしく、奇妙な合成弁装置を備えていた。

前者は総計 777 両､内､プロイセン国鉄向けに 593 両製造された 17 系の一つであったが、これは複式４気筒の S10^1 型(同、17$^{10\text{-}12}$ 型)、単式４気筒の S10 型(17$^{0\text{-}1}$ 型)との合計両数である。しかも、メジャーであったのは S10^1 型であった。S10^2 型についてはその単独製造両数さえ不明である。

一方、G$_{12}$ 型は 1918 年以降、３連ワルシャート式弁装置に改造され、1924 年の製造終了までに総計 1519 両が造られた。

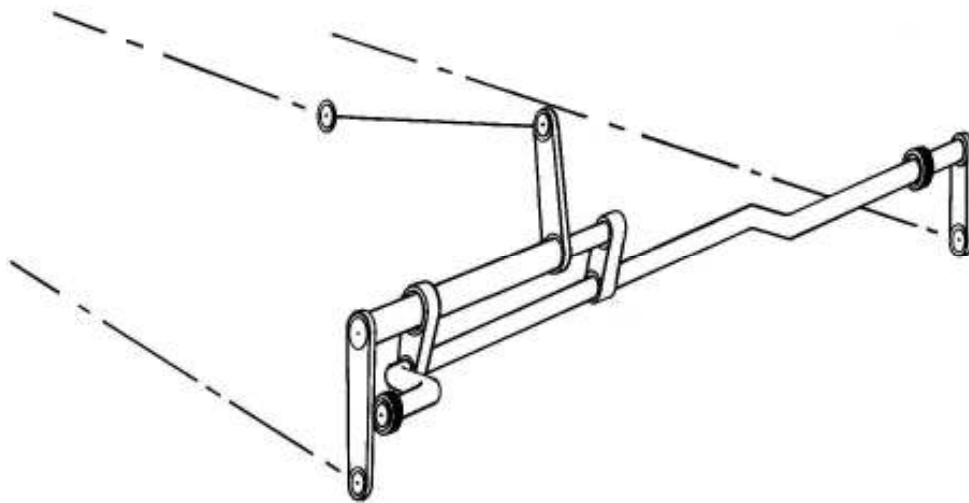
S10^2 型に採用されていたのは一種の揺動腕式合成弁装置(図 3-11)であった。これが終生、この機関車と共に在ったのか否かは不明である。川上が「ワルシャート式弁装置３組を備えていて」(『私の蒸気機関車史(下)』335 頁)などと語っているところを見ると、恐らく幾許(いくばく)も無く３連ワルシャートに改造されたのであろう。

図 3-11　S10^2 型に当初採用されていた揺動腕式合成弁装置の概念(下が機関車前方)

多賀裕重「三汽筒機関車弁装置の計算に就て」『機械学会誌』第 29 巻 第 110 号(1926 年)、第四図。
Weisbord und Barkhoff, *Die Dampflokomotive–Technik und Funktion. Teil 2,* S.59, Bild 141 もほぼ同じ。

この如何にも駆動抵抗の大きそうな合成弁装置については Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart.* Springer, 1920(August Steiger, 1980/81), *Tafelband*, Tafel 4 からその具体的設計を窺うことが出来るものの、その実体的構造を確認出来る写真については未見である。

一方、G_{12} 型に当初、採用されていたのはこれとも Gresley 式とも異なる揺動腕式合成弁装置(図 3-12)であった。本装置は上に見たスペイン国鉄向け機関車の揺動軸方式の全くの亜流と呼ばれ得るモノで、これや図 3-11 の方式と、また、後述する Gresley 式合成弁装置において連動テコが気筒の後方に配置されるケースと同様、左右弁心棒の熱膨張の影響が中央気筒弁心棒の変位として取り込まれてしまわないという利点を有したが、関節数が多くて回りくどく、如何にも嵩張り、検修に不便となるのが欠点である[19]。

図 3-12　G_{12} に採用された合成弁装置の構造(左が機関車前方)

[19] この合成弁装置の G_{12} における具体的使用状況については些か読取り難いが、Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart.* Springer, 1920(August Steiger, 1980/81), *Tafelband.* Tafel 10、篠原正瑛『全盛時代のドイツ蒸気機関車』誠文堂新光社、1971 年、119 頁、Weisbord und Barkhoff, *Die Dampflokomotive–Technik und Funktion. Teil 1, Der Kessel und die Geschichte der Dampflokomotive.* S.59. Bild 128(左側面), *ditto, Teil 2,* S.38. Bild 86(右側面)、参照。

M.,Weisbord und R.,Barkhoff, *Die Dampflokomotive–Technik und Funktion.Teil 2, Dampfmaschine, Fahrgestell und Triebwerk.* (Eisenbahn Journal Archiv), S.59. Bild 141.を参考に筆者作成。

元の図は軸の支持関係が曖昧にしか表現されておらず、非常に解り辛いので、改めた。機関車右側の連動テコは一点鎖線で描かれた右側弁心棒延長ロッドによって動かされ、それ自身の軸回りに揺動する。この軸は長いクランクになっており、クランクピンに相当する部分に２つの双頭テコが固定支持されている。この双頭テコの反対端には左側弁心棒延長ロッドによって動かされる左側連動テコが自由支持されており、左連動テコ～揺動軸～揺動テコで今１つのクランクが構成されている。

中央気筒弁心棒を作動させるのはこの左連動テコの先に設けられた揺動テコであるが、このクランク機構の軸をなす揺動軸の位置は右連動テコの運動による双頭テコの揺動によって絶えず変位せしめられるところから、左右合併テコの運動の合成が果される。

なお、1926 年には G_{12} 型の近代化版と言うべき 44 型３気筒機関車が２気筒、４気筒複式機関車との長期比較試験に入り、これを制して 1936 年以降、量産に到った。1944 年までのその製造両数は自国用が 1752 両、対仏輸出向け 226 両、総計 1978 両に達し、ドイツ

はこと、重量貨物機に限っては３気筒王国の観を呈することになる[20]。

⑵３気筒蒸気機関車の得失

主力旅客機と主力貨物機の３気筒化に何れも成功した Gresley は３気筒機関車の有利性について 1925 年、ニューカッスルで開催されたイギリス機械学会における報告の中で、次のように列挙した。

(1)同一出力の２気筒機関車に比して少ない石炭消費。

(2)全般検査間におけるより長い走行距離。

(3)２気筒機関車より少ないタイヤ摩耗。

(4)より軽い往復運動部品が使用可能となり、結果的に軌道に対する衝撃(“hammer blow”)が緩和される。このため、３気筒機関車の連結された動輪においては橋梁に同一強度の応力を及ぼしつつ、より大きな重量が許容される。

(5)２気筒ないし 180° クランクを有する４気筒よりも安定した起動力。

(6)より低い粘着係数を許容出来、ある動輪上重量を以って空転傾向を増加させることなしに、より大きな牽引力を得ることが出来る。

(7)フルギヤにおけるより早いカットオフ。

さて、ここには同一項目を構成すべき事項が併記され(*e.g.* 1&7)、かつ、一見すると疑問に思われかねない事項(*e.g.* 2)が掲げられている。しかし、一般命題としてはともかく、(2)などは行論の中で明らかにされるように、彼が設計した蒸気機関車において個別事例としてではあれ、明確に実証されている命題であった[21]。

これ以外に挙げられるべき３気筒の利点は、

(8)動輪１回転当り排気回数が２気筒の 1.5 倍の６回となるため、ボイラの通風がより

---

[20] 1925 年に成立したドイツ国鉄には G_{12} 型 1143 両をはじめとするプロイセン国鉄からの引継機に急客機 01^{10}、03^{10}、05、06、61(002)、貨物機 44、45、84、85 等の独自発注諸形式 1900 両余りを加えた実に多くの３気筒機関車群が在籍した。しかし、後者は概ね数両~数十両オーダーの少数機種で、蒸気機関車時代の最後まで第一線重量貨物機として踏み止まった 44 型が圧倒的シェアを誇った。

以上に掲げたドイツ蒸気機関車のデータ関しては篠原前掲『全盛時代のドイツ蒸気機関車』187、209、239~242、295~302、331~332 頁、川上前掲『私の蒸気機関車史』下巻、335 頁、Garbe, *ibid.,* Tafel 4(S_{10}2), 10(G_{12}), 50, 51(共に S_{10}2 のテスト成績チャート)、参照。

なお、旅客機の 01 に対応するドイツ国鉄の標準貨物機たる 44 型 1E・３気筒機関車について、D., Ross ed. *The Encyclopedia of Trains and Locomotives*. p.132 には 1926~'44 年の間に 1753 両製造され、西ドイツでは 1977 年まで、東ドイツでは'80 年代まで現役に踏み止まった、とある。

[21] cf. F.,A.,S.,Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer.*London,1961, p.43. 第Ⅷ章、注 15 を参照されたい。なお、若干補えば、180° クランクとは４サイクル４気筒内燃機関のそれと同じスローを有するクランク車軸の謂いであろう。粘着係数は摩擦係数に同じ。

均一となり、安定した燃焼を得ることが出来る。

(9)不釣合い慣性力か小さく、左右の主運動部の位相差から発生する前後振動のズレ(→ヨー・モーメント)とこれに起因する車体のヨーイング(これも“蛇行動”と呼ばれた)が小さい。

(10)振動が少ないことから重心の高い大形の機関車を設計し易い。

といった点であろう[22]。

他方、３気筒機関車の欠点は構造複雑、高コスト、整備煩雑、の３つに集約される。Simple is best.という観点からすれば、２気筒で済むものをワザワザ３気筒にするなど屋上屋を架す如き愚考とも言える[23]。

なお、以上の欠点とは別に、３気筒の癖として、死点位置が１回転につき左右中央で都合６回存在するため、平均トルクが２気筒より大きいとしても、トルクの痩せるポイントの出現頻度自体が高くなり、起動に際して“出渋り”を起す機会が増す、という特性が挙げられる。２気筒であれ３気筒であれ、“出渋り”に対して機関士は機関車を微退行させてトルクの太いクランク位置に構え直すと共に、連結器の緩衝バネを弛緩させて起動負荷の分散化を図ることになる。この点に係わるやや込み入った問題ついても後にまた立ち返ることとなる。

Wood も３気筒の有利性を認めつつ、それは“250lb(17.4kg/cm^2)以上の蒸気圧を使用し、最大カットオフを 50%に抑えた２気筒機関車ほどではない”と切り捨てている。図 3-13 を

---

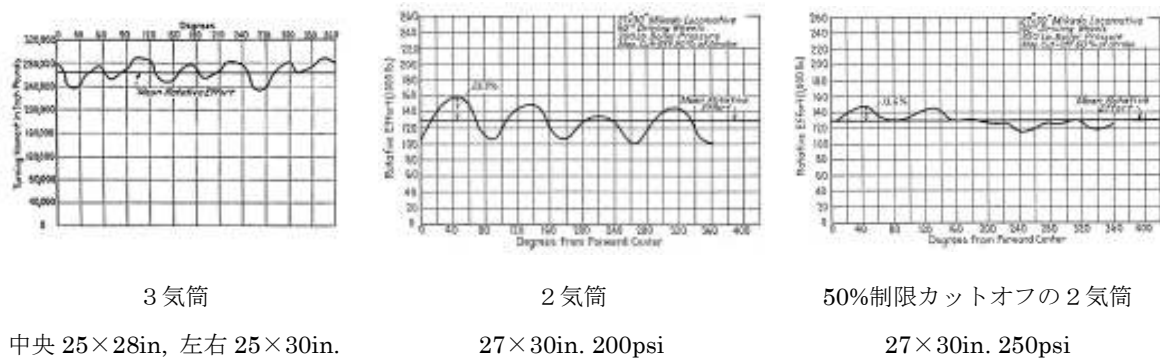
22 (9)に係わる原理的側面については節を改めてより詳しく論じられることになるが、３気筒機関車においては前後振動を起こす不釣合い慣性力は３つの気筒間での相殺によりほぼ、ゼロとなる。また、左右の主運動部の前後方向慣性力に起因するヨー・モーメントは代数学的にはクランク位相が 120°になる３気筒の方が 90°になる２気筒よりも若干大きくなるものの、往復運動部分の質量が小さい分、実際に発生する慣性力＝ヨー・モーメントは３気筒の方が小さくなる。これについては藤田隆『蒸気機関車の設計と構造理論』鉄道科学社、1948 年、202~205 頁、参照。

23 今村一郎『改訂増補 機関車技術問題解答集』1935 年、101~103 頁、参照。

今村はわが国における蒸気機関車に係わる現場運用技術界の泰斗として畏敬された人物で、気筒ピストン弁漏洩検査法開発や、それに基づく単式ピストン弁の推奨、蒸気機関車の６ヶ月検査施行標準策定、出力計算のベースとして用いられていた火床燃焼率(火格子面積 1m^2・１時間当り石炭燃焼量)の客観性検証、機関車脱線試験の実施、ボイラ通気管や缶水清浄装置の発明など、彼の業績が運用技術のみならず鉄道省・国鉄における蒸気機関車設計の進歩に及ぼした影響……工作局車輌課の設計に対する尻拭い……の重みは計り知れない。

ご覧頂きたい[24]。

図 3-13　３気筒機関車と 50%制限カットオフの２気筒機関車とのトルク変動比較

３気筒	２気筒	50%制限カットオフの２気筒
中央 25×28in, 左右 25×30in.	27×30in. 200psi	27×30in. 250psi

Wood, *Principles of Locomotive Operation*. p.22~23, Fig.13,13a,13b.

黎明期の自動車用ガソリン機関は単気筒、２気筒からスタートしたが、幾ら安価でも、その振動やトルク変動を隠すために取り付けられた弾み車の過大な重量は大いに嫌われた。乗り心地、加速性は大いに劣った。このため、４気筒機関の量産が行なわれる以前の一時期には回転気筒空冷星型機関などというゲテモノが考案され、それなりの流行を見ている[25]。

これらの初期小形内燃機関と比べれば、蒸気機関車は格段に大きいくせに回転数は相当高く(2m の動輪径を有する蒸気機関車が 200km/h という世界記録的速度で走ったら回転数は 531rpm.に達する)、平均ピストンスピードも結構高い(同前で 11.7m/s)。これらの数字だけ見れば数千~１万数千馬力級の中速ディーゼル機関並みである。もっとも、蒸気機関車の気筒数は 12 気筒辺りが普通の中速ディーゼルの比ではなく、高負荷運転に供される時間も陸舶用中速ディーゼル一般の相場より遥かに短い。

それやこれやで蒸気機関車は２気筒で大方用が足りた、と言うよりむしろ、２気筒の方が高い信頼性、実用度を誇り、その一見合理的に映る改良方案はほぼ、ことごとく改悪に陥ったというのが大過無い歴史的総括のようである。第一、３気筒機関車の乗り心地が優

---

[24] cf. A.,J.,Wood, *Principles of Locomotive Operation*. N.Y. 1925, p.296. この著者は Pennsylvania 州立大学の機械工学教授。なお、最大カットオフを 50%に抑えた制限カットオフ機関車は 1918 年、Pennsylvania 鉄道で開発されている。これは軸配置 2D 型の大形機で、好成績であったため、Baldwin Locomotive Co.により続く２年の間に 475 両も増備されている。cf. O.,S., Nock, *The Gresley Pacfics*. London, 1973, 1975, 1982, p.18. 著者紹介に拠れば、Nock というヒトは Westinghouse Breke and Signai Co., Ltd.における Signal and Colliery Division の主任技師まで勤めた人物で、鉄道信号の専門家として職務上、蒸気機関車への添乗経験が豊かであっただけでなく、自身、熱烈な鉄道ファンであった。100 冊以上の著書を物しているそうである。もっとも、筆者が参考に出来たのはその内の３冊だけであった。

[25] 拙稿「回転気筒空冷星形発動機の盛衰(上)」『LEMA』No.478, 2005 年、参照。

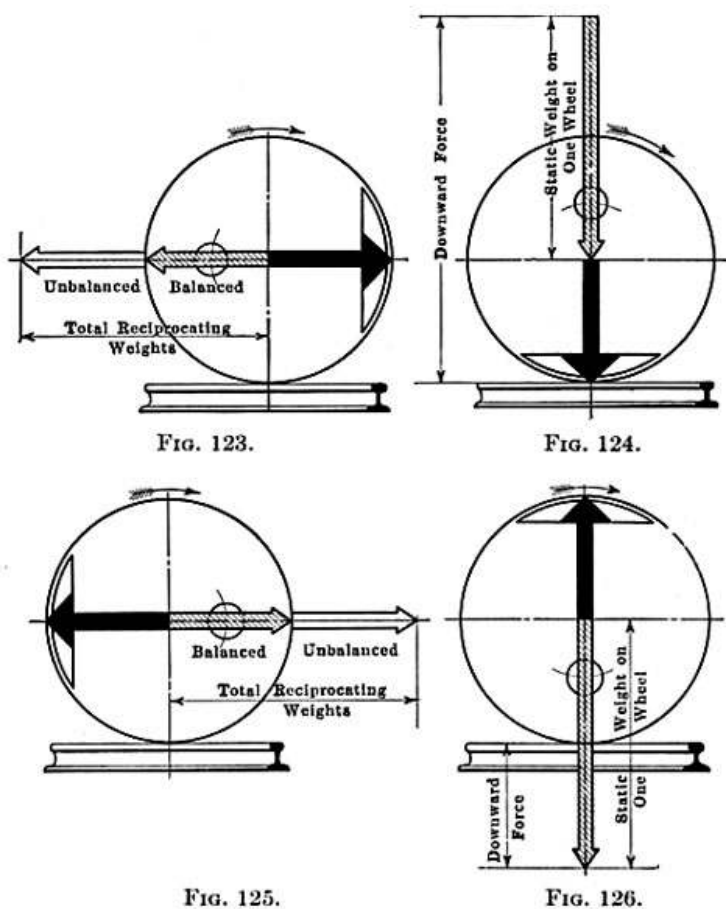
れていた、などと嘯(うそぶ)いたところで、それに直接載せられたのは乗務員だけであるし、２気筒機関車の“ドンツキ”が乗務員や列車の乗客に酷く応えるのは連結器の緩衝バネが遊んでいるような時に限られたから始末が悪い。蒸気機関車がレシプロ熱機関発達史上における極めて特殊、袋小路的な存在であったというのも、たった１気筒増やすだけで散々揉めた以上の経緯ゆえにである。

３気筒機関車とはかようにかなり際どい存在でしかない。126mph(202.7km/h)という蒸気機関車の公認速度記録を樹立した Gresley の A4 型パシフィック、*Mallard* や、これにタイトルを奪われた史上初の 200km/h 超え蒸気機関車、ドイツのハドソン(2C2)機“05”が３気筒機関車であったという事実は３気筒機関車の本質に係わる問題を棚上げにする根拠とはならない。

それにも拘らず、３気筒化は如何にも華のある方の悪あがきであった。かつまた、３気筒固有の制約を誰がどのように切り抜け、どのような成果を獲得したのか、という問題は技術史のテーマとしても、冒頭に掲げた一国の工業化における技術的自立の検証という観点からしても大きな意味を持っているのである。

(3) ２及び３気筒蒸気機関車の振動とバランシング

次に、蒸気機関車におけるバランシング全般、および２気筒蒸気機関車との比較における３気筒蒸気機関車のバランシング、振動の違いについてチェックしておきたい。先ず、取り上げられるべきは基本となる２気筒蒸気機関車の振動である(図 3-14、参照）。

図 3-14 “槌打”並びに“前後動”の発生メカニズム

A.,J.,Wood, *Principles of Locomotive Operation*. p.270.

この図においては回転部分の遠心力は予め完全に釣合わされているものと前提されており、それゆえに“Overbalance”と呼ばれる釣合錘の役割は往復運動部分の慣性力の釣合わせだけになる[26]。

Fig.123 のクランクピン位置、即ち外方死点において、往復運動部の慣性力は機関車進行方向後方に作用する(Total Reciprocating Weights)。この内、釣合錘の遠心力(→)による相殺分(斜線矢印)を除いた分(⇐=)が進行方向後ろ向きの不釣合い慣性力(Unbalanced)として作用する。

[26] 往復運動部分の慣性力は内燃機関設計におけると同様、当該部の位置をクランク角の関数として表示し、そこから速度、加速度をクランク角の関数として求め、質量と掛け合わせて計算される。純粋な往復運動を行うピストンやピストン棒、クロスヘッドの質量はそのまま用いられるが、往復運動と回転運動とが合成される主連棒の場合も内燃機関同様、その重心位置を求め、全質量をこれで逆比例配分して往復運動質量と回転運動質量とに按分する。但し、はじめから ⅖ を往復運動質量として計上するようなアプローチもあった。蒸気機関車は複雑に動き回る弁装置部品群を有するため、これまで含めた計算を行うのは非常に複雑な作業となる。

Fig.124 のクランクピン位置において、往復運動部分の運動と釣合錘の運動とは、同一直線上にはないものの方向が反対であるため、互いに相殺し合って外にはほとんど現れない。その代わり、釣合錘の遠心力は軌条に対する衝撃(↓)として作用する。これが“槌打”ないし“Hammer blow”である。

Fig.125 のクランクピン位置、即ち、内方死点において、往復運動部の慣性力は機関車進行方向前方に作用する(Total Reciprocating Weights)。この内、釣合錘の遠心力(←)による相殺分(斜線矢印)を除いた分(⇒)が進行方向前向きの不釣合い慣性力(Unbalanced)である。

Fig.126 におけるクランクピン位置において、往復運動部分の運動と釣合錘の運動とは、同一直線上にはないが反対方向であるため、互いに相殺し合う。その代わり、釣合錘の遠心力は輪重を減殺する衝撃力として上向きに作用する(↑)。

この図においては実用最大速度において釣合錘(Overbalance)の遠心力によって生ずる対軌条衝撃力が輪重(軸重の 1/2)の 1/2 程度になり、かつ、往復運動部分の質量の約半分が釣合錘(Overbalance)によって釣合わされるよう設定されている。これはアメリカにおける通常の２気筒機関車の設計手法を反映した解説であった[27]。

アメリカにおいて古くから依拠されていた設計手法は、この釣合錘(Overbalance)によって往復運動部分の質量の 2/3 程度までを釣合わせる、というモノであった。このようにして軌道に対する衝撃を非常に大きくしていたワケであるが、これを抑えようとすれば前後動、所謂“ドンツキ”が酷くなり、機関車のみならず列車の乗り心地は阻害される。特別なバランサでも仕組まない限り両方を均等に抑制することは出来ない。しかし、そのアメリカでも高速化に伴い、次第に往復運動部分の軽量化が図られると共に、その 50%程度を釣合わせれば良い、という設計思想に落ち着いた[28]。

因みに、鉄道省における平均的設計手法は“槌打”の許容限界が静止輪重の 15%以内、と厳しくも土木部門に遠慮した値として指定されていたため、古くは釣合錘(Overbalance)によってバランスされる往復運動部分の質量はその全質量の「20~30%」と定められた。かくすれば“ドンツキ”が非常に大きくなる事態は避けられない。もっとも、後年は同じ制約の下であったにも拘わらず、「重い機関車で比較的軽い往復部を有するもの」においては「往復部質量の 1/2」、「軽い機関車で往復部惰力のため動揺し易いもの、或は動軸距が短く車体が前後に突出しているものは往復部重量の 2/3」とすることが実績となった。往復運動部分軽量化への苦心の程が偲ばれる[29]。

その軽量化のハシリが、回転動力発生機構が３分されている点で有利な３気筒であった

27　３気筒機関車においてはこれが 35%程度に軽減される、とするのがアメリカにおける通常の考え方であった。cf.A.,J.,Wood, *Principles of Locomotive Operation*. p.22.

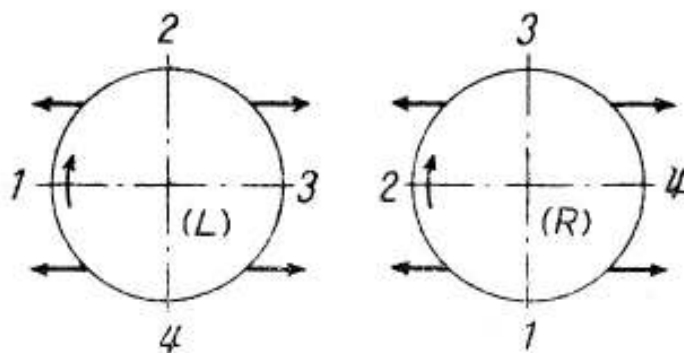
28　cf.Wood, *ibid.* pp.270~275.

29　機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論(中巻)』228 頁、藤田 隆『蒸気機関車の設計と構造理論』92 頁、参照。

とは言え、C53 に他ならぬことは外観写真や図面等を通じて充分に窺い知れるところである。因みに片側往復運動部分の重量は C52 において 543kg あったものが C53 の場合、495kg にまで軽量化されている[30]。

２気筒故の不利をかこつにも拘わらず C59 を典型とする鉄道省における近代蒸気機関車の足回りがそれ以前の国産機のそれと比べ、よりスッキリして見えるのは厳しい条件の下で実現されたかかる設計手法進化の反映に他ならない。ドイツ機やイギリス機と比較してそれらが野暮ったく見えるのは国力そのものの差が反映された結果であろう。

さて、蒸気機関車は片側の動輪群のみで走るワケではない。そして、その両側の動輪は互いに 90°クランクピン位相を異にしている。このことから往復運動部分の慣性力に起因する“蛇行動：Sinuous motion”が発生する(図 3-15、参照)。

図 3-15 “前後動”および“蛇行動：Sinuous motion”の発生メカニズム

藤田 隆『蒸気機関車の設計と構造理論』89 頁、第 50 図。

このような図と説明は森彦三・松野千勝『機関車工学』中巻、第９編 第５章(263 ~286 頁)「平均量の原理」のそれを借用したものである。勿論、その原典は外書にあったのであろうが。

図 3-15 は鉄道省の蒸気機関車に倣って左のクランクピンが 90°進んでいる左右一対の動輪を示している。１、２、３、４は時刻の経過を表し、同一時刻[1]において左側クランクピン[1]は９時の、右側は６時の所にそれぞれ位置している。この時：

① 時刻[1]→[2]において、(L)の往復運動部分は進行方向に加速されるからその反力の向きは[←]となる。同様に(R)のそれは後方に向かって減速されるから[←]なる慣性力を生ずる。これらの作用により、機関車に後ろ向きの動揺が生ずる。

② 同様に、[3]→[4] において、(L)の往復運動部分における後向き加速の反力は[→]となり、(R)における前向き減速による慣性力は[→]となる。これらによって進行方向への動揺が生ずる。

---

30 機関車工学会同上書 217 頁、参照。

③ ところが、[2]→[3]においては(L)の往復運動部分の減速による[→]なる慣性力と(R)側での加速反力[←]とは互いに逆方向に作用する。このため左右の動輪を結ぶ動軸に上方から見て右回りのヨー･モーメントが発生する。

④ 同じく[4]→[1]においては(L)側の減速による慣性力[←]と(R)側の加速反力[→]とにより、左回りのヨー･モーメントを生ずる。

この①および②は蒸気機関車の前後動の発生メカニズムである。蒸気圧による機関発生トルクの変動も前後動の発生要因となるが、これは低回転時にのみ顕現する振動である。

また、この③および④こそが固定輪軸と円錐踏面に起因する蛇行動(Hunting)と区別される蒸気機関車に固有の“蛇行動：Sinuous motion”の発生メカニズムである[31]。

それだけではない。回転部分の遠心力も機関車の運動を複雑化させる。

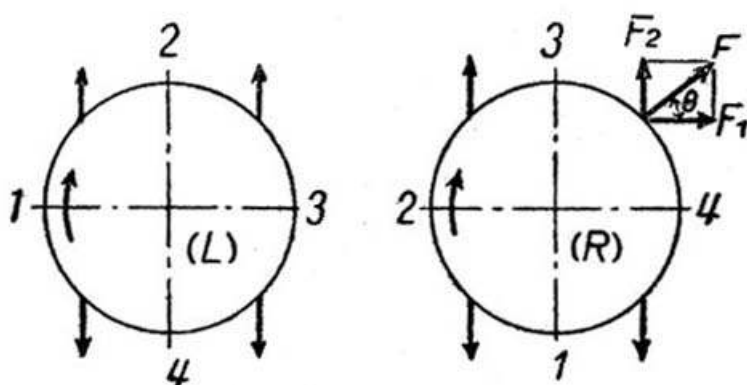
図 3-16 “傾斜動：Rolling”および“上下動：Pitching”の発生メカニズム

藤田 隆『蒸気機関車の設計と構造理論』89 頁、第 50 図。

図 3-16 において、F_2は遠心力 Fの垂直分力である。その大きさはθと共に変化するが、上と同様の時刻経過図における[↓]や[↑]は各領域におけるその向きを表している。この時：

① [1]→[2]において F_2は(L)では車輪を浮き上がらせる方向に、(R)では軌条を圧する方向に作用する。

② [2]→[3]において F_2の向きは(L)、(R)共に[↑]となる。

③ [3]→[4] において F_2は(L)では軌条を圧する方向に、(R)では車輪を浮き上がらせる方向に作用する。

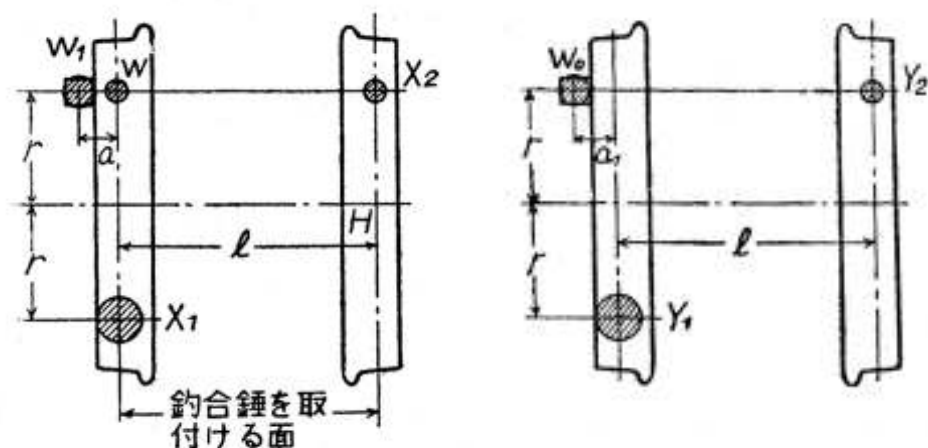
④ [4]→[1] において F_2の向きは(L)、(R)共に[↓]となる。

---

31 藤田 隆前掲書 89~90、198~205 頁、参照。

以上の内、①、③は右、左へのローリング･モーメントを生じ、②、④は上下動の原因となる[32]。

ローリングと言えば、鉄道省の蒸気機関車の設計においては伝統的にドイツ辺りを起源とする“cross-balancing”と呼ばれる手法(図 3-17)が採用されていた。

図 3-17 “cross-balancing”の考え方

回転部分の釣合せ

回転部分の釣合せについては、

W＝クランクピンハブおよびピン根元重量

W_1＝クランクピンにかかる回転重量

として、

$X_1 = W_1 + W + X_2$ …(遠心力の釣合)

$X_1\ell = W\ell + W_1(a + \ell)$ …(モーメントの釣合)

から、遠心力の作用面のズレ“a”に起因するモーメントを補正するためには、

$X_2 = W_1 \cdot {}^{a}/_{\ell}$ なる重量を有する過剰釣合錘が取付けられねばならない。

往復部分の釣合せ

往復部分の釣合せについては、

$Y_1 = W_0 + Y_2$ ……(遠心力の釣合)

$Y_1\ell = W_0(a_1 + \ell)$ ……(モーメントの釣合)

から、慣性力の作用面と釣合錘の中心線とのズレ“a_1”に起因するモーメントを補正するためには、

$Y_2 = W_0 \cdot {}^{a_1}/_{\ell}$ なる重量を有する過剰釣合錘が取付けられねばならない。

藤田 隆『蒸気機関車の設計と構造理論』94 頁、第 55 図、95 頁、第 57 図。

これは釣合錘の重心と遠心力、慣性力の作用面とのズレから発生するローリング･モーメントを相殺するため、反対側の動輪に補助釣合錘を配する手法で、現象的には何れの側の釣合錘もその位置がクランクピンと対称の位置からズレていることでそれと判る。ごく普

[32] 藤田 隆同上書 90~91 頁、参照。

通の設計においては右側クランクピンが 90° 進められるので、これに対する補助錘の取付けにより、左(右)側動輪の釣合い錘は前進方向に対してやや遅れる(進む)ことになる。

いかにも「機関車の設計は一般に理論を主とし研究の深遠なる数理の緻密なるは仏独の特徴にして其の鉄道界に貢献する所蓋し尠しとせず」(森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、7頁)との評価に見合いそうなこの手法は相当古くから知られており、1910 代前半には、アメリカ、Pennsylvania 鉄道の主力旅客機であった E6s 型蒸気機関車(2B1)などの設計にさえ、その反映を見ていた。しかし、蒸気機関車における車幅/軌間比ならびに気筒径/軌間比が何れも小であるアメリカにおいては、上図“a”および“a_1”に起因するモーメントを相殺したところでさしたる実益なし、として間もなくこの“cross-balancing”は顧みられなくなり、ただ小径の動輪をロッドで繋いだ初期の電気機関車にのみ残存した[33]。その後、アメリカの蒸気機関車設計に“cross-balancing”が復活するのは 1940 年頃からのようである[34]。

以上は全て単純な力学上の問題であるが、森林鉄道の王者、Shay Geared などを除く通常型の構造を有する蒸気機関車はその制約から逃れることは出来ない。２気筒機関車においては往復運動部分の質量に等しい釣合錘を取付けぬ限り、この前後方向の振動およびその派生現象である“蛇行動”を除去することは出来ない。しかし、かように巨大な釣合錘を取付ければ軌道への“Hammer blow”が過大となり、“Rolling”、“Pitching”も激甚となる[35]。

ローリングは車幅/軌間比、気筒径/軌間比が何れも大であり、かつ、“槌打”に関して静止輪重の 15%以下という厳しい制約を課されていた鉄道省の蒸気機関車にとってはこれと正反対

---

[33] cf.A.,J.,Wood, *Principles of Locomotive Operation.* p.278.

[34] 因みに、*Locomotive Cyclopedia of American Practice. Eleventh. Edition ― 1941.*に掲げられた Alco の広告を見るに、p.157 には Delaware & Hudson 鉄道のシンプルマレー機(2CC2)について、Main wheels cross counter balanced. と、p.205 に掲げられた N.Y.C.“Mohawk”級(2D1)については All four pairs of drivers are cross balanced. と明記されている。

かような回り合せはアメリカ的快速巨人機出現の技術的背景の一つをなしている。さもなくば、後に若干言及される“Big Boy”のような巨大重量貨物機関車(2DD2)が 130km/h などという高い速度性能を持つこともなかったのである。

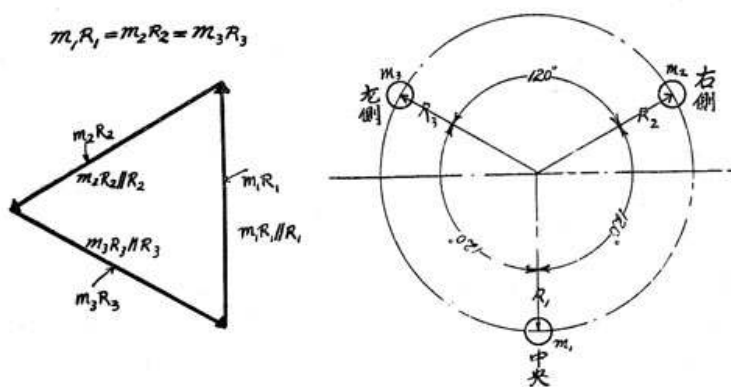
[35] 往復運動部分としては普通、ピストン、ピストン棒、ピストン尻棒、クロスヘッド、結びリンク、合併テコの一部、主連棒質量の一部(例えば 1/3 ないし 2/5)が計上される。現実問題として往復運動部分の挙動を計算し尽くすことは困難である。

なお、尻棒(piston tail rod extension)というのはピストン棒やピストン弁の弁棒を前方に延長したモノである(しかし、何故か“先棒”と呼ばれることは少ない)。その主たる存在意義はピストン(ないしピストン弁)の偏摩耗防止に求められるが、欧米では古くから省略が常道となった。Gresley 辺りも比較試験の後、その撤去を行った(cf. Hughes, *ibid.* p.55)。

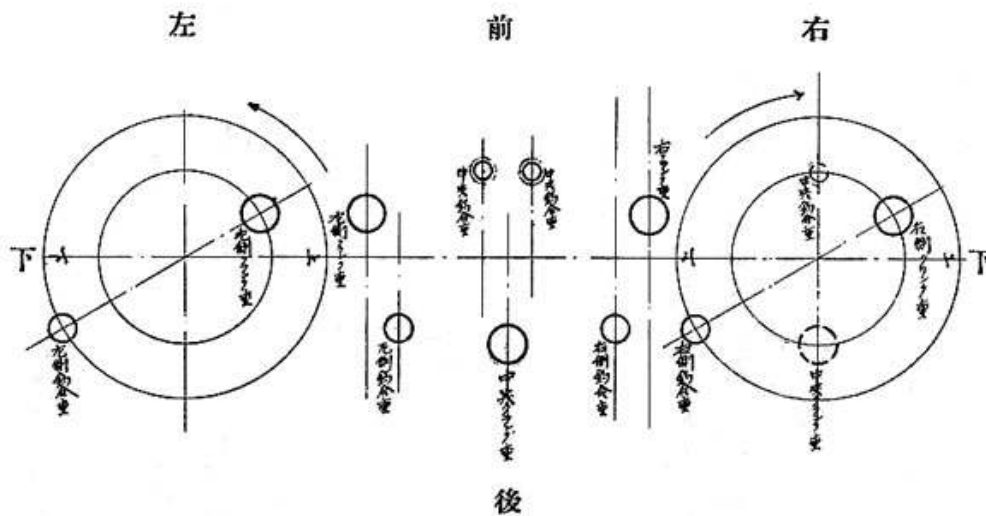
鉄道省内においてもその存廃を巡っては賛否両論あり、その摩耗防止効果に対して多くを期待することは誤りであるとの客観的データも採取されてはいたが、結局は保守派が勝利を収め、C12 や B20 のような例外を除けば、一貫して尻棒は採用され続けた(勝山政次郎『最新 機関車技術問答三百題』交友社、1932 年、83~84 頁、機関車工学会『機関車名称辞典』105 頁、参照)。

の特性を有する標準機関の蒸気機関車におけるよりも一層厳しい問題となっていた。鉄道省の蒸気機関車の性能向上にとって、これと表裏一体をなす“前後動”ならびに“蛇行動”の処理は非常に厄介な問題であった。

次に、３気筒蒸気機関車の振動について見てみよう。先ず、遠心力から。１動軸集中駆動の３気筒機関車において、有り得ない仮定であるが、３つの気筒の中心線が同一平面内にあり、クランクピンも３気筒分が同一平面内にあって互いに 120°の位相を有し、かつ、クランクピン回りの回転質量ならびにクランクアーム半径が等しい場合、“mass moment”即ち各ピン回りの質量 m×回転半径 r のベクトルが釣り合い、ポリゴンが閉じるため、遠心力は完全にバランスされる(図 3-18)。

図 3-18　理想的な３気筒機関車における“mass moment”の釣合

西尾『３気筒機関車の研究』134 頁、第 62 図

しかし、現実には３つのクランクピンを同一平面内に収めることは不可能である。互いに離れた位置にあるクランクピンの内、中央クランクピン回りの遠心力はクランクウェブの延長部分に釣合い錘を振り分けることで処理可能であるが、左右のクランクピン回りの回転質量と釣合い錘は同一平面内には位置させられない。よって、この部分からモーメントが生ずる(図 3-19、参照)。

図 3-19　３気筒機関車における釣合い錘の基本的割り振り

圖は車輪組立位置に於て左右の車輪の下方を 90° 外方へ回轉した處を示す

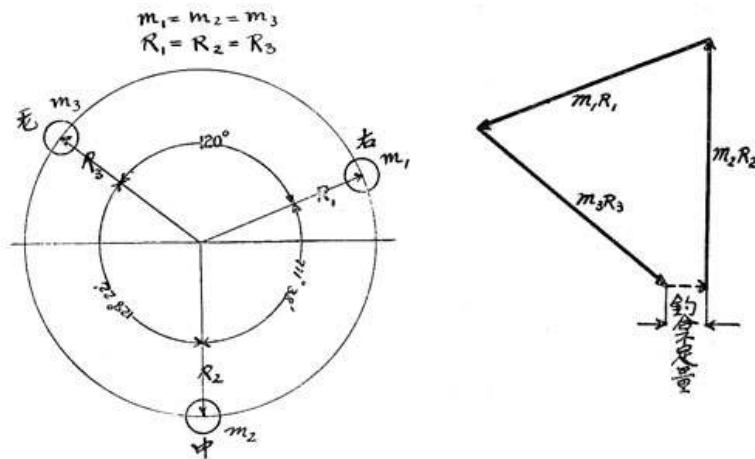
西尾同上書、136 頁、第 64 図。

左右のクランクピンは 120° の位相を有しており、通常のように右が 120° 進んでいる場合、右側の釣合い錘の位置より前進回転方向に若干進んだ所に小さな釣合い錘を付加すれば……右側釣合い錘全体を若干進めれば……このモーメントはキャンセルされることになる。左側クランクにおいては同様に釣合い錘全体が前進回転方向に若干遅らせられれば良い。

実際には、釣合い錘には往復運動部分の幾分かを相殺するために幾許かの過剰釣合量が附与されねばならないから、このモーメントは加重される。このことによって主動輪釣合い錘においては右･進み、左･遅れ共に拡大される。

また、通常、３気筒機関車の設計においては中央気筒主連棒の第１動軸との干渉を避けるため、中央気筒の軸は若干、前上がりに傾斜させられる。この時、クランクピン位相を 120° のままとしておくと、各気筒における最大トルク発生点の時間間隔の不均等ないし牽引力の“シンコペーション”を生ずる。これを回避するため、常套的手法として中央クランクピンの位相をいじくることがなされる。

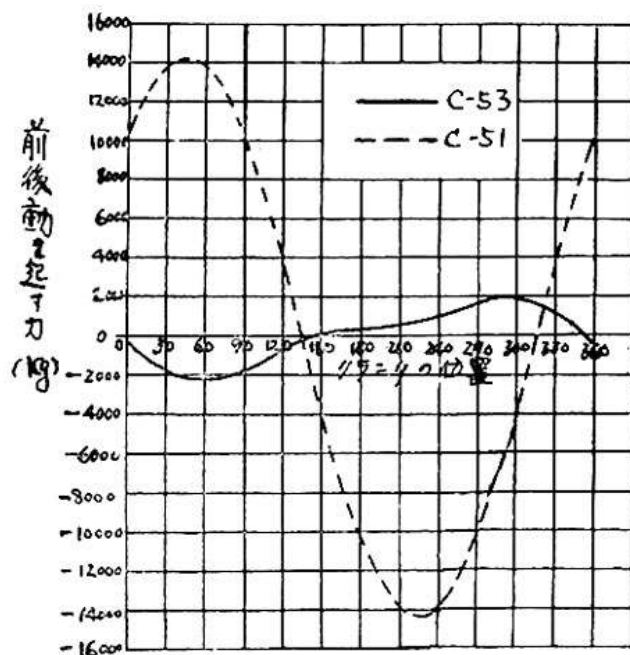
鉄道省の C52 型機関車における実数値を引けば、中央気筒の迎え角 8° 、中央クランクピンに対する位相は右クランクが 111° 38′ 、左クランクは 128° 22′ 、左右クランクピン位相 120° となっていた。これを元に“mass moment”のベクトルを繋げたものが次の図 3-20 である。

図 3-20　クランクピンの不等位相に起因する不釣り合い遠心力(機関車右側面より)

西尾同上書、134 頁、第 63 図。

ベクトルポリゴンは閉じておらず、開口部「…➤」に相当する釣合い不足の存在が判る。この矢印の方向に錘を追加し、遠心力を付加することによってこの不釣合いは打ち消されるが、実際には各ベクトルを含む平面が場所を異にするためにモーメントが発生することになるから、それまで退治しようとすれば、相当込み入ったバランシングがなされねばならない。

また、これらのモーメントと共に釣合錘の重心と遠心力の作用面とのズレから発生するローリング･モーメントが“cross balancing”によって打ち消され得る点は２気筒機関車の場合と同様である。

次に往復運動部分の釣合いについても一瞥しておこう。３つの気筒の中心線が同一平面内に位置する空想的３気筒機関車においては３つの気筒系に生ずる“前後動”を引き起こす慣性力は相互に打ち消し合い、その総和は０となる。しかし、現実には中央気筒軸が迎え角を有することにより、若干の前後ならびに上下起振力が生ずる。これを鉄道省の３気筒機関車 C53 型蒸気機関車における前後動起振力ついて C51 型２気筒機関車との比較の形で示したのが図 3-21 である。

図 3-21　C53 と C51 との前後動起振力比較

西尾同上書、145 頁、第 69 図。

速度についての記載はないが、C53 の曲線の振幅から 100km/h 走行時における計算値と推定される。数値は機関車本体の後端、炭水車を連結する“中間引張棒”の部位で観測される筈の力を表す。

この点についてはXI章 第 3 節、図 11-3 との突き合せををお願いしたい。

なお、多賀裕重「新形三気筒急行機関車に就て」(『機械学会誌』第 31 巻 第 134 号、1928 年)、第二図が一般向けには初出文献かと思われる。機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』上巻、380 頁、第 283 図も本図と同じものである。

また、機関車の軸線上に位置する中央気筒系は“蛇行動”の生成には関与し得ない。このため、左右の気筒系のクランク位相が 2 気筒のそれより大きい(90° ではなく 120° の) 3 気筒機関車においては、最大ヨー･モーメントが代数計算上、2 気筒機関車のそれより若干大きくなる。しかし、同等出力の機関車の場合、3 気筒機関車においては気筒系当り往復運動部分の質量が 2 気筒機関車より遙かに小さく、概ね 70%程度となるため、実数値を代入

した場合の最大ヨー･モーメントは３気筒機関車の方が小さくなる[36]。

　このように、一般に３気筒機関車における振動は２気筒機関車におけるそれより複雑な様相を呈するが、これを絶対的な起振力として問題にする限り、２気筒機関車のそれより軽微となることが特徴である。

[36] 西尾前掲書 146 頁、藤田 隆前掲書 204~205 頁、参照。但し、多賀に拠れば、C51 と比較した場合、C53 の「蛇頭動」を起すモーメントの方が若干大きい(「新形三気筒急行機関車に就て」236 頁)。これは機容の拡大からして当然の結果であり、C51 クラスを３気筒化したものにおけるヨーモーメントはオリジナル C51 のそれより若干小さくなる。

Ⅳ．Gresley 式３気筒蒸気機関車の創生

(1)Gresley による合成式弁装置の創案

近代的３気筒機関車を生み出し、完成させた代表的技術者は、他でもない、青年期、かの Webb の薫陶を受けた経歴を持つ London & North Eastern 鉄道(1921 年の Railway Act を承けた 1922 年の統合までは Great Nothern 鉄道)の主任機械技師 Herbert Nigel Gresley(1876~1941)である。それは量的指標故にではなく、彼の設計になるパシフィックが蒸気機関車の最高速度保持車となりかつ、それらが特急牽機のヒロインとして蒸機時代のフィナーレを演ずるという役目を堂々と果たしたその輝かしい実績故にである[37]。

G.N.鉄道においては 1905 年、主任機械技師 H.,A., Ivatt の下で複式４気筒、単式４気筒、単式２気筒の比較実験が実施され、単式２気筒を良しとする結論を得ていた。しかし、1911 年から後任の地位に就き、再び将来の蒸気機関車像の模索を求められた Grsley は、当初、４気筒が有望であると踏み、1915 年に G.N.鉄道の 2B1 機、No.279 を単式４気筒に改造した実験機を試作した。それはボイラ蒸発量の不足は承知の上での、機関部の検討だけを意図した実験であった。弁装置は左右２気筒が通常のワルシャートで、中の２気筒の弁はこのワルシャート･ギヤから駆動される揺動軸によって作動させられた。その詳細は不明であるが、上に掲げた揺動軸式合成装置の複雑化版ではあろう。

然しながら、No.279 は整備に手間がかかり過ぎることが判明した。このため、Gresley は３気筒へと方針を改め、かつ、３連の弁装置を用いるのではなく、両側の弁の運動を合成して中央気筒の弁を制御する“conjugated valve gear”の開発を志した[38]。

---

37 以下、Gresley による弁装置開発に関しては cf. F.,A.,S.,Brown, *Nigel Gesley Locomotive Engineer*. London, 1961, pp.40~45,57~59, 1905 年の比較試験については *ditto*., *From Stirling to Gresley 1882~1922*. Oxford 1974, pp.97,128~129,137~138, No.1300 の単式２気筒へのリビルドならびに 1924 年の廃車については cf. *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. pp.45~46,51.

Gresley 弁装置の開発や発展についてはまた、cf. O.,S., Nock, *The Gresley Pacifics*. pp.11~18, 28, 67~78, 116~118, 238, *ditto*. *Great Locomotives on the LNER*., pp.116~125, G., Hughes, *Sir Nigel Gresley The Engineer and His Family*. london, 2001, pp.65,67,75.

38 ワルシャートで３連にする場合、中央気筒の弁の運動は片側の主動輪以外の動輪に増設された返りクランクから得られる運動と独立のリンク仕掛けから拾った運動とを合成して得る３連化、片側返りクランクに当該側加減リンクと、これと同軸上に在って位相を異にする中央加減リンクとの２つを駆動させ、独立リンク仕掛けと運動合成させる３連化が在った。London, Midland and Scottish 鉄道の W.,A.,Stanier の単式４気筒パシフィックのごとく、スチブンソン式なみに内側エキセンを持つ４連化も在ったから、類似の３連化も存在したかと想われる。片側→同軸２加減リンク駆動方式については cf. A.,Morton Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation*. 5th. ed. London, 1950. Vol.I, p.79, Fig.18、Stanier の４気筒単式パシフィックにおける内側エキセン式ワルシャート弁装置については cf. E. ,A., Phillipson, *Steam Locomotive Design : Data and Formulæ*. London, 1936, 2004. Plate No.22.

このテの合成型弁装置のパイオニアはJoyで、1884年の発明であったが、それは舶用機関に用いられており、蒸気機関車においては揺動軸式合成装置が幅を利かせていた。

一方、Great Western 鉄道の大看板 G.,J.,Churchward は Gresley より早く蒸気機関車の将来像を検討し、後者とは逆に、当初、３気筒に狙いを定めたものの、２組の弁装置を用いる４気筒が望ましいという結論を導き出していた。しかし、Churchward の助手、H.,Holcroft は師匠が捨てた３気筒案を温め続け、1909 年には合成型３気筒弁装置に関する特許を取得していた。残念ながら、筆者にはその機構についても知るところがない。

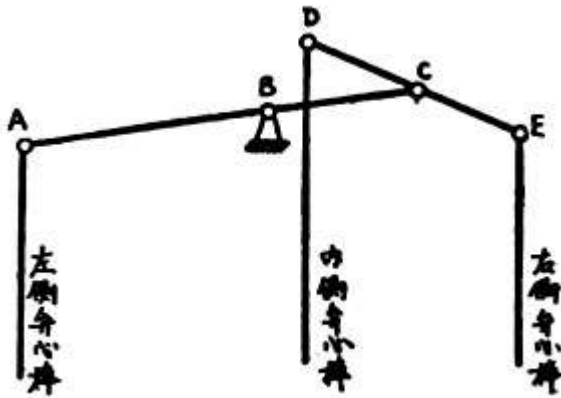
Gresley は 1915 年、２つの案を含む合成型３気筒弁装置に関する特許を取得した。第１は３つの気筒に同一の傾斜を与え、中央気筒の弁を揺動軸によって駆動する Henschel の亜流とでも形容されるべき案[39]、第２は３つの気筒に同一傾斜を与え、２：１(ABC)レバーと１：１レバー(DCE)を用いて運動の合成を行う案であった。共に気筒を傾斜させているのは主動軸に連結される中央気筒の連接棒を第１動軸と干渉させぬためである。

実施に移されたのは第１案で、これを組み込んだ１号機、No.461(1D)は 1918 年３月に竣工した。Gresley は No.461 と２気筒の No.456(1D)との比較試験を行ない、No.461 の性能に満足し、“これからは３気筒機関車だけを造りたい”と表明した。

一方、Holcroft は合成型３気筒弁装置の改良に関心を抱き続けていた。*Engineer* 誌の 1918 年８月第２号上にこの装置についての寄書を送った彼は同年 11 月、機関車技術者協会に招かれ、講演を行なった。この頃、彼は Gresley の装置、第２案の改良を考えており、Gresley が彼の案に関心を寄せたことから 1919 年１月、二人は Gresley のオフィスで対面することになる。

Gresley の第２案に謂うところのレバーは簡略に表示すると図 4-1 のような仕掛けであった。格好は全く異なるものの、AB：BC＝２：１、DC：CE＝１：１であるので、その合成のカラクリは揺動軸式合成装置と同じである。

図 4-1　Gresley-Holcroft 型の合成式３気筒弁装置の概念

[39] O.,S.,Nock, *Great Locomotives on the LNER*. p.116 のカット、*ditto. The Locomotives of Sir Nigel Gresley*. p.25 Figure 2、*ditto. The Gresley Pacfics*. p.14 のカット、参照。

実際には弁心棒をこじらぬようリンク仕掛が設けられるので、関節は計８箇所となる。

機関車工学会前掲『新訂増補 機関車の構造及理論』新訂増補第 19 版、中巻、57 頁、第 44 図。

なお、Gresley の友人でもあったフランスの天才的機関車エンジニア、Chapelon は、その著書の中で Gresley 合成弁装置の写真と図を３葉掲げ、短い解説を与えている。cf. André Chapelon, translated by George W., Carpenter, *La Locomotive A Vapeur*. English ed. U.K. 2000. pp.56~58, Fig.5~7.

Holcroft はこのシンプルな仕掛けを活かすため、両側気筒を水平に配し、中央気筒は上記の理由により若干傾斜させるが、その蒸気室(弁室)は水平に設置する。レバーによるシンプルな合成装置を採用する。左右気筒のクランクは 120°（240°と表現しても良い)の位相を有するが、中央気筒のクランクのみはその傾斜分 θ だけ 120°からずらす、という案を提示した。

Gresley はこの案を歓迎したが、“弁心棒の熱膨張による弁開閉時期の歪みを防ぐため、合成レバーを気筒の後部に配置する、その方が弁や中央ピストンの引き抜きに際し、合成レバーの撤去が不要である分、有利である”旨の Holcroft 提案には首肯せず、熱膨張や整備上の問題は重要でないと述べ、前置方式を譲らなかった。これは後置してしまえばその合成レバーの整備の手間が倍増することを考えれば無理のない判断であった。もっとも、後年、Gresley は Shire 級(2B)、Sandringham 級(2C)という２型式の蒸気機関車にだけは例

外的に後置方式を採用することになる[40]。

(2)K3級とO2級の創生

1919年、G.N.鉄道はGresley-Holcroft式弁装置(普通は単にこれをGresley式と称す)を装備したK3級1C蒸気機関車、No.1000を竣工させた。この機関車は主連棒、連接棒にアメリカで使用が開始されたNi-Cr鋼が奢られていた点においても記念碑的作品であった。

この鋼材が最初に導入されたのはAltoonaのテストプラント(図4-2、参照)の機関車試験台を用いてで徹底的にテストされ、1914年にデビューしたPennsylvania鉄道のK4s型2C1蒸気機関車第1号、同鉄道No.1737号(自社製造)であった("s"は過熱を表すサフィックス)。

---

[40] Shire級は2Bの軸配置であったため軸間が間延びしており、後置にはもってこいの構成であった。これにLentzポペットバルブ(揺動カム駆動式と回転カム式との別アリ)を装備したものをHunt級と称する。Sandringham級は低規格路線での使用を前提に、動軸軸重軽減のため中央気筒を著しく前方に配した関係で合成装置の前置が不能となったもの(Hughes, *ibid.*, pp.105~109)。

急速開閉を得意とするポペットバルブの作動メカニズムについては島秀雄『最近の鉄道』岩波講座 機械工学〔X別項〕1944年、18~19頁、参照。

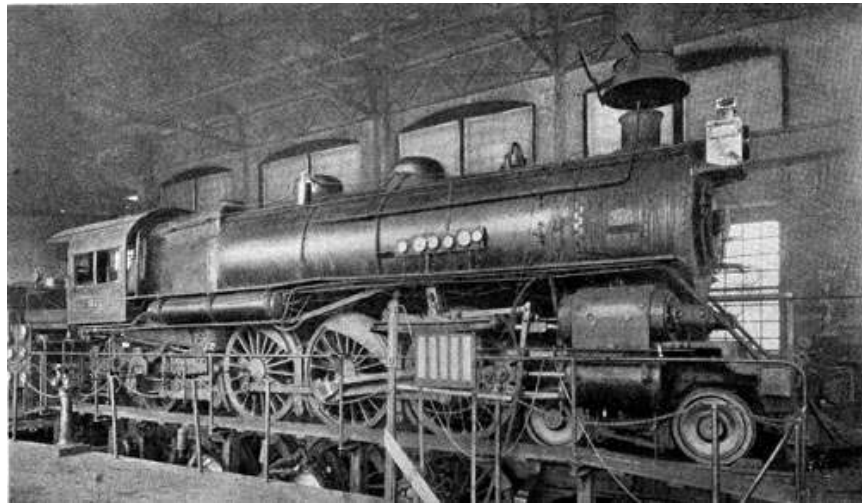
なお、蒸気機関車はガソリン機関の吸気絞りに相当する加減弁による蒸気供給量調整と可変バルブタイミングに相当するカットオフ調節によって機関出力を制御するが、運用上は後者への依存度が極めて高く、その弁装置(逆転機)にはすべからくこのカットオフの微細な調節を可能とする機構が備えられていた。

カットオフとはピストンが行程の終端に達する手前で蒸気の進入を止める操作で、"締切り"と訳される。カットオフ以後、作業物質、ここでは蒸気の(理想的には)断熱膨張が行われ、その熱エネルギーは仕事に転化する。大きな駆動力が必要とされる牽き出しに際しては弁装置をカットオフが出来るだけ遅れるよう調節し、太く長いいトルクを得なければならない。これが最大カットオフ＝フルギヤである。

熱を出来るだけ無駄なく仕事に変換するにはこれとは逆に、可及的に早い時点において熱供給を停止し、作業物質を断熱膨張へと導くべきである。これが早いカットオフである。但し、通常の滑り弁、ピストン弁を用いる弁装置においては、他の条件(スチーム・ラップ[注6]及びバルブ・トラベル[行程])を変えておかない限り、カットオフを早めれば排気孔の啓開時期も早められざるを得ないため、早期カットオフの効用にも限度はある。また、これを少々いじくったところで、極端に早いカットオフは非実用的となる。

この矛盾を解消し、早いカットオフを極限にまで推し進めたモノ、それが内燃機関のサイクル、とりわけオットー・サイクルに他ならない。

ところが、内燃機関に常用されるポペットバルブを用いて上のような幅広くかつ細やかな調節を行うにはカム・リフトを連続的に変化させられる機構が必要となる。しかし、3次元連続の立体カムは工作や精度維持が困難であるため、通常は5～6段階に分かれた板カムが用いられた。この機構は微妙なカットオフ調節を不可能にしたため、機関士たちに嫌われ、蒸気流路の急速開閉が可能で絞り損失が少ないという良い性質を持ちながらも、ポペットバルブの蒸気機関車への導入は進まなかった。

図 4-2　Pennsylvania 鉄道 Altoona テストプラント(1906 年竣工)における試験状況

このテストプラントは元々、ルイジアナ州にあった同鉄道の施設をペンシルヴァニア州に移転、1906 年に竣工した大規模施設で、爾後、アメリカ及びイギリスにおける機関車設計の革新に多大の貢献をなした。但し、その竣工年については 1904 年とする文献もある。載っている機関車はパシフィックであるが、K4s 型よりやや小ぶりのようにに見受けられる。

A.,J.,Wood, *Principles of Locomotive Operation.* 2nd.ed. N.Y. 1925. Frontpiece.

アメリカの蒸気機関車設計の特徴についいは、

> 米では機関車を消耗品視し昼夜これを使用し盡したらこれを廃物にし、代りに新式のものを作る方式をとり、調査研究発表、意見交換を盛んにし委員会を活用する等、設計の進展に都力しているから、次々と世界一の機関車が現はれている(藤田隆『蒸気機関車の設計と構造理論』鉄道科学社、1948 年、15 頁)。

などと述べられている[41]。

その“研究”ツールの最たる例がこの Altoona テストプラントであった。Gresley は特殊鋼の採用のみならず、その科学的開発方式や K4s の設計そのものに痛く感銘を受け、後に自らのパシフィック(2C1)機開発の拠り所とすることになるのだが、この点については

41　藤田のこの文章や後に見るイギリス機関車論、そして先に取り上げたフランス機関車論等は森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻“緒論”の抜粋ないし剽窃に過ぎない。

因みに Alco の設計技師 Alfred W., Bruce は、機関車の働き盛りは 10 年間で、以後は新形に追われて二線級、更には三線級への零落を余儀無くされるとした上、「機関車の 25 年の生活中に為したる全仕事の概略 50%は其の寿命の最初の ½ の間に為し得たるもの」であり、「恐らく其の挙げ得たる純益全額の ⅔ は此の期間に得たるものであらう」と述べ、保守経費をかけた徒なその延命を不当と難じている。cf. Bruce, The Locomotive as a Factor in Fuel Economy. *Railway Age*. May 19, 1928. K.O.訳「燃料節約と機関車」(『業務研究資料』第 17 巻 第 1 号、1929 年).

Gresley 3 気筒蒸気機関車の発展について取上げる後章で立ち返るとしよう[42]。

6³/₈in.(161.9mm)の行程と 1¹/₂in.(38.1mm)のラップを有し、最大カットオフを 75%に設定された No.1000 の弁装置は Gresley 3 気筒蒸気機関車における"long-travel,large-lap,short cutt-off"型弁装置の嚆矢であった。これはカットオフを早めるために有利な設計であるが、使用蒸気圧は 180psi(12.6kg/cm²)と低かった[43]。

しかし、この合理的な設計も、全力でそれほど厳しくない峠を越えた直後の「フルギヤ、高速、下り勾配、加減弁閉止」という条件の重なりの下では中央弁がオーバーランを来し、蒸気室に衝突するという現象の発生を見た。このため、Gresley はかかる場合の運転操作変更を指示する一方、レバーの支持剛性を高めると共に、関節部に玉軸受を導入し、ガタの追放に努めた。

なお、Hughes は支点 B のブラケット取付ボルト(複数、恐らく前後各 2 本)が繰返し応力のために疲労し、せん断されたため、ボルト軸径を太くしたところ、再びせん断事故に見舞われ、更に増径を図ったところ、これらを担持するクロス・ステイ自体が壊れてしまった、という E.,Trask 技師の述懐を、これに対する"設計に介入するな"という Gresley の叱責と共に紹介している。結局、最終的に Gresley によってこのクロス・ステイが箱断面を有する鋳鋼製の桁に改められたことで問題は落着した。後年のパシフィック A1 等の図面を見れば、この設計が採用されていた事実は容易に確認可能である[44]。

それらは真っ当な改良であった。しかし、事実経過を見る限り、以後暫くはレバーに働く慣性力を高める"long-travel"様式の弁装置そのものが忌避され、"short-travel"化が志向される結果となっている。Gresley としたことが、"羹に懲りて膾を吹く"の喩えを地で行く格好になってしまったワケである。

一方、No.1000 のテストを通じ、高速走行、加減弁満開時に中央気筒の発生出力の肥大化傾向が観察された。それは蒸気分配に不均衡が生じていたことの証左である。しかし、この点について Gresley らは、それは左右何れかの気筒においてではなく、機関車の中心線上に位置する中央気筒において生ずる現象であるが故に問題視するに当らず、との判断を下した。

No.1000 の出来栄えに意を強くした Gresley は引き続き 3 気筒の O2 級 1D 機関車、を開発した。G.N.鉄道が他の数社と合併し、L.N.E.鉄道となってから実施された比較試験にお

---

42 K4s 型 2C1 蒸機第 1 号、No.1737 については cf. E.,P.,Alexander, *American Locomotives A Pictorial Record of Steam Power 1900-1950.* N.Y. 無刊記、pp.98~99. 因みにその使用蒸気圧は 205psi(14.3kg/cm²)、動輪径 2032mm、総重量 210.6t であった。

43 ラップ(この場合、スチーム・ラップ)とは弁が行程の中央に位置している時、蒸気口を塞いでいる弁が蒸気口に対してオーバーハングしているその重なりのこと。他の条件が等しければ、これが大きいほど弁が戻る際に"早閉じ"を行ない易いということになる。

44 cf. Hughes, *ibid.*, p.75.

いて、ダイナモメーターカーを含む総重量 1300t の列車を従えた O2 級 No.479 号は２気筒の 1D 機、No.10 に対して石炭消費量で－9%、水消費量で－12%という優れた成績を残している。

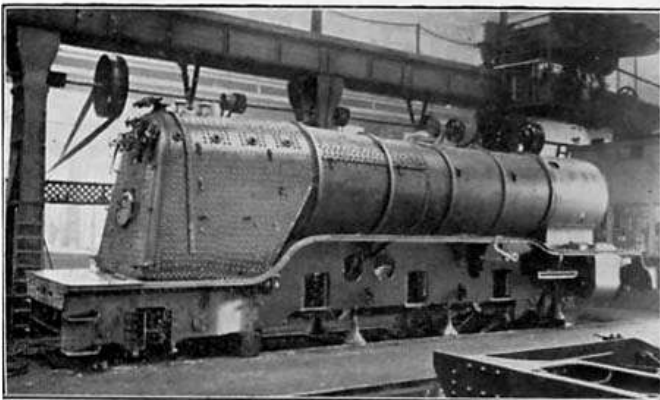
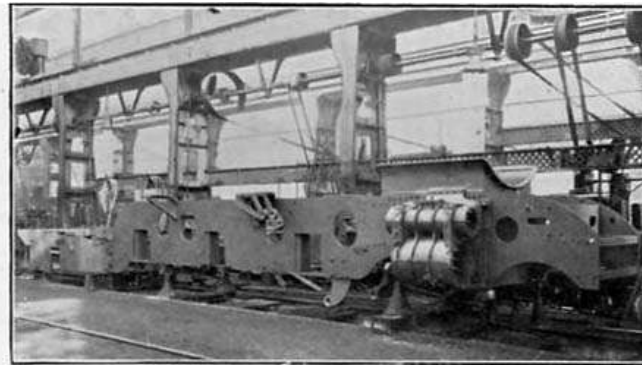
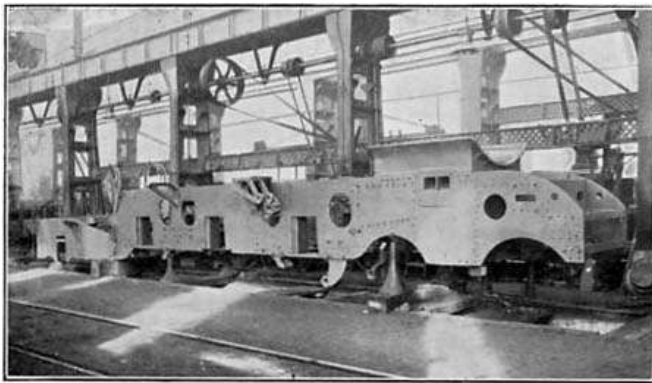
V．Gresley パシフィックの創生と発展

(1) A1 の登場

Pennsylvania 鉄道 K4s に強く影響された Gresley 最初のパシフィック(2C1)機、G.N.鉄道 No.1470 *Great Nothern* は 1922 年 4 月に竣工した。この No.1470 *Great Nothern* こそは総計 114 両に及ぶ Gresley パシフィックの原点であった。ここでは *Great Nothern* が竣工に到る過程を捉えたスナップを掲げておく(図 5-1)[45]

図 5-1　Gresley パシフィック第 1 号機　A1　No.1470 *Great Nothern* の誕生

[45] Gresley パシフィックの創生ならびに発展については cf.F.,A.,S.,Brown,*Nigel Gresley Locomotive Engineer.* pp.67~88,150~158, G., Hughes, *Sir Nigel Gresley The Engineer and His Family.* pp.69~73, 80, 81,85~95, 128~133,1 43~149, 181, 183, 185, 187, 189. また、O.,S.,Nock, *The Gresley Pacifics.*は全編、この Gresley パシフィックの解説であり、類書には見られない貴重な図面も収録されている。B.,Haresnape, *Gresley Locomotives.*(London, 1981)や Nock, *Locomotives of Sir. Nigel Gresley.*(revised. ed. with Foreword by O.,V., Bulleid. Somerset, 1991)にも Gresley パシフィックに関する多くの写真やデータが掲載されている。David Clarke, *Locomotive in Detail 3, Gresley 4-6-2.*(London, 2005)といった写真集も出版されている。

なお、イギリスの近代的蒸気機関車に関するまとまった解説書、第Ⅴ章に対する参考文献として、髙木宏之『近代英国蒸機の系譜』(私家版、1985 年)の第 3 章(Gresley Pacifics)、第 8 章(Thompson and Peppercorn Pacifics)及び第 9 章(BR Standard Classes)を挙げておく。

G., Gibbard Jackson, *The Book of the Locomotive*. Longmans, Green and Co. 1924, next to p.208.

上の図二葉を対照されたい。左右気筒取付位置の後方、肉抜き孔までの部分に横倒し台形状に展開しているのが中央気筒取付ボルトである。Gresley パシフィックにおいては中央気筒の“一馬身”後退が特徴となっている(図 5-8、参照)。

この本の巻頭には *Great Nothern* のカラー図版が掲げられている。そこには Gresley パシフィックがイギリスを代表する旅客用蒸気機関車に育って行くことについての著者の確信のほどが滲み出ている。

K4s とは異なり、No.1470 は勿論、Gresley 得意の３気筒であった。そのボイラは K4s の外観を際立たせた上が平らになった巨大なベルペア火室も、その内に秘められた本格的な燃焼室も備えてはいなかった。A1 の火室には申し訳程度のごく浅い、本格的な燃焼室とは言えないほどの凹みが隣接せしめられていた。G.W.鉄道の G.,Churchward とは対照的に、彼は製造コストが嵩み、修理にも手間のかかるベルペア火室について一貫して反対の姿勢を貫き、“round-topped” ボイラに固執したが、本格的な燃焼室については、やがて採用に

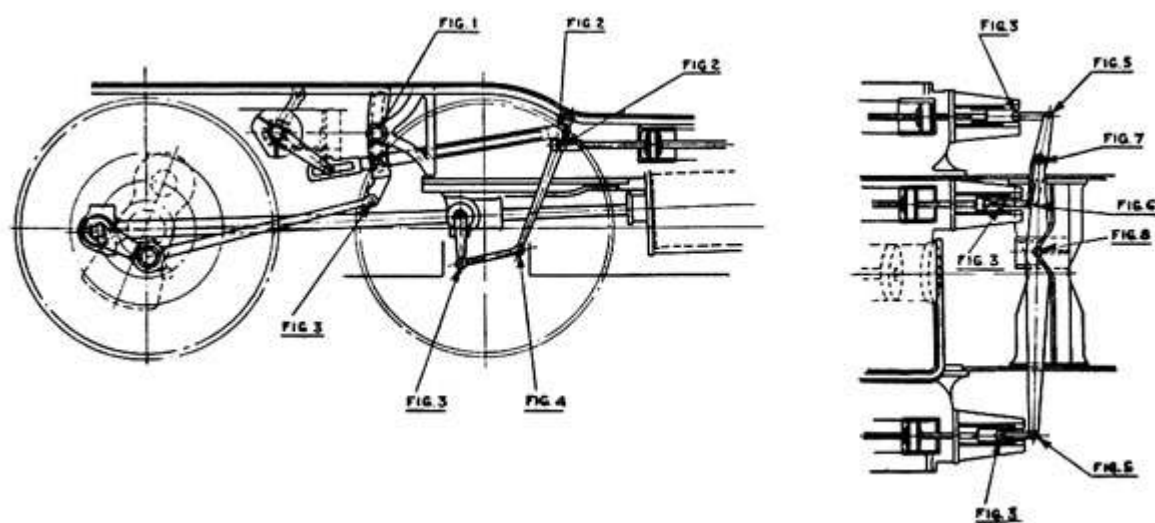
至ることになる[46]。

彼は又、あれやこれやの技術革新を同時に盛り込むことを嫌った。このため、No.1470 の使用蒸気圧は相変わらず 180psi(12.6kg/cm²)と控え目であった。

No.1470 に採用された気筒寸法は D×S＝20×26in(508×660.4mm)であり、動輪径は 6ft.8in.(2032mm)であった。この動輪径はその後の Gresley パシフィックにおいても踏襲されて行く。サイズのみならず、普通の軟鋼より 80%ばかり引張強度の大きな Ni-Cr 鋼の使用領域が主連棒、連接棒、弁装置のロッド類からピストン棒にまで拡大され、後者の中空加工と相まって軽量化への基盤技術はこれで一通り出尽した。

弁装置は勿論、Gresley-Holcroft 型の合成式弁装置であった(cf. O.S.Nock, *The Gresley Pacifics*. London,1973. p.28)。

なお、Hughes は後年の Gresley A4(後述)について語る際、この２：１レバーの支点(ピヴォット)に用いられていたのが先述した玉軸受ではなく、コロ軸受であった、と二度に亘って述べている(cf. Hughes, *ibid.*, p.181.)。図 5-2 として、その一例を掲げておく。

図 5-2　L.N.E.鉄道の Gresley３気筒機関車の弁装置におけるころがり軸受使用箇所

[46] cf. Hughes, *ibid.*,pp69,71,73. ベルペア火室は 1862 年、ベルギーの A.,J.,Belpaire によって発明された。

なお、髙木は A1 の火室を「ウーテン式」としているが、少なくとも、その本家、アメリカではこの程度のモノは単に広火室(wide fire box)と呼ばれているようである(cf. American Railway Association－Division V, Mechanical.ed., *Locomotive Cyclopedia of American Practice*. 7th. ed. N.Y.　1925[reprinted in 1973], pp.203~221)。

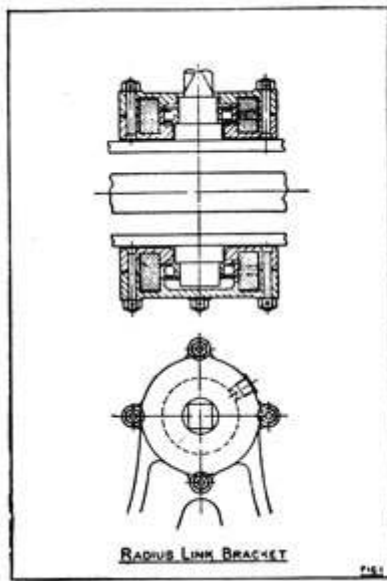



Fig.1 加減リンクトラ二オン軸受

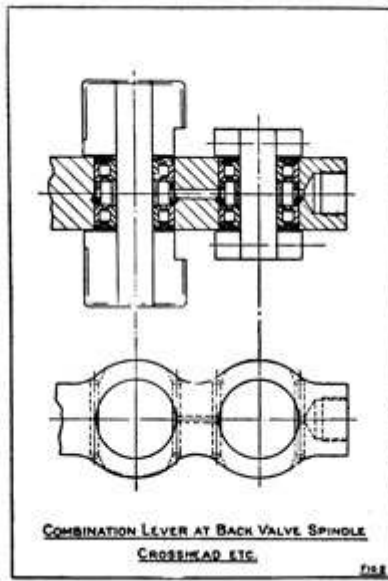



Fig.2 合併テコ、上、中

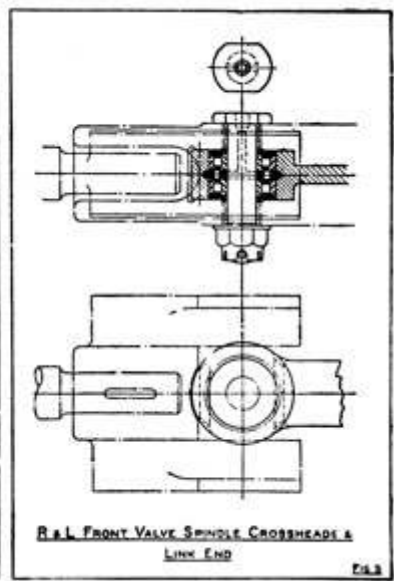



Fig.3 偏心棒、結びリンク後、弁心棒前

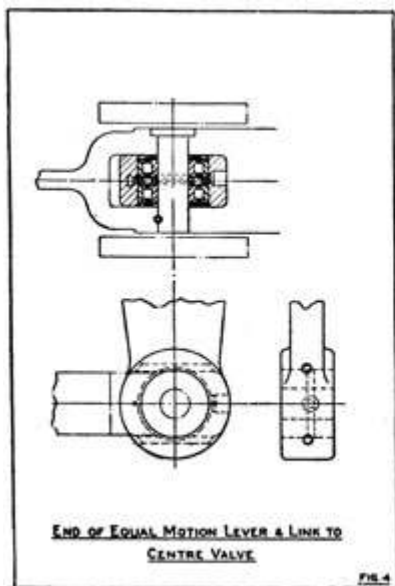



Fig.4 結びリンク前

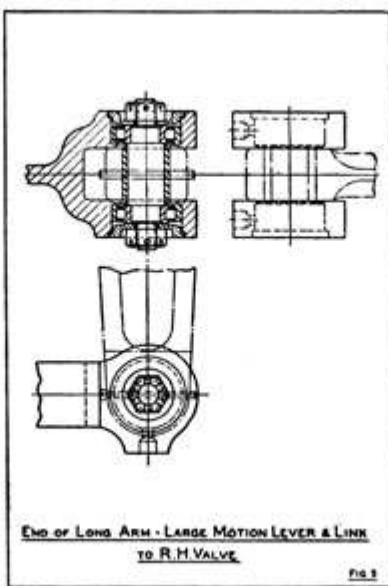



Fig.5 連動大テコ、小テコ、外

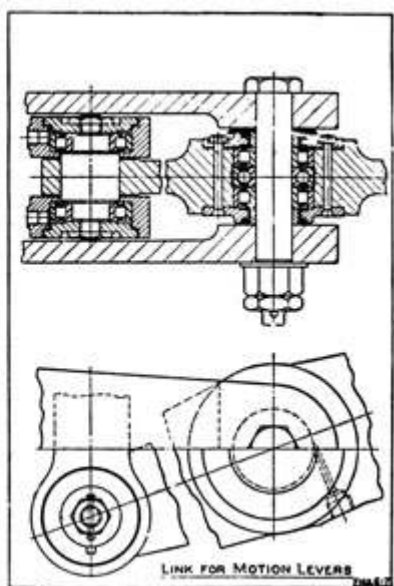



Fig.6, 7 連動小テコ内、同ピヴォット

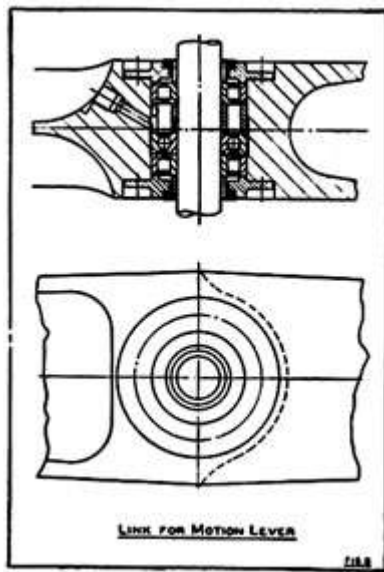



Fig.8 連動大テコ、ピヴォット

A.,Morton Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation with Notes on Electric and Internal Combustion Locomotives.* 5th. ed. Vol.I, p.99　Fig.29, pp.100~101 Fig.30.

Gresley パシフィックにおいては中央気筒が後退している分、そのロッドが図示例よりも長くなっていた。クランク車軸釣合錘の形状はほぼ正確に表現されている。なお、パシフィックにおける中央気筒軸傾斜角は８°あり、その位置は図示例より高かった。

コロ軸受の導入時期については不明であるが、“*with Notes on Electric, Internal Combustion and Other Forms of Motive Power*”なる末尾のサブタイトルをぶら下げた、そして 1935 年３月５日、*Papyrus* によって樹立された時の世界記録 108mph.に言及するには早く出過ぎた本書の初版に全く同じ図が載録されているところから見れば、遅くともA3 時代末期には導入済みであったことが判る。勿論、筆者の推定は A1 時代から、というものである。

ご覧のように、コロ軸受はワルシャート式弁装置の方にも多数用いられており、かつ、全ての部位に遣われているのは一対の円筒コロ軸受であった。これに加え、若干のスラスト荷重発生が予測される２：１レバー＝“連動大テコ”のピヴォット及び１：１レバー＝“連動小テコ”のピヴォットにはスラスト荷重受として単列深溝玉軸受が１個づつ挟み込まれている。何故、スラスト荷重に対して深溝玉軸受なのかと訝る向きもあろうが、この例のように円筒コロ軸受に挟まれていて軸の傾斜によるモーメント荷重が加えられない場所でなら全部の玉が均等にスラスト荷重を受けられるため、深溝玉軸受はアンギュラ玉軸受と同様にスラスト荷重に対するかなり大きな動定格荷重を有している。従って、この使用法は全く健全な設計と言える。

但し、A., Chapelon は連動大テコのピヴォット軸受として、上下２つの円筒コロ軸受の間にスラスト玉軸受を配した L.N.E.鉄道の設計例を示している。これが設変の結果なのか、

型式別の遣い分けなのかについては不明とせざるを得ない。勿論、設計がどうあれ、これらのころがり軸受の潤滑は全てグリース潤滑であった[47]。

主動軸は第２動軸で、集中駆動方式であったから、左右のクランクと中央気筒のクランクスローを有するタイプのクランク車軸であった。構成は組立式で、中央気筒のクランクアームは、図 5-2 に示されているモノと同様、クランクピンを中心とした浅い中心角を有する扇形をなし、その末広がりの部分が釣合い錘をなしていた。

クランク車軸の歴史を繙(ひもと)けば、機関車自体が小さく、内側気筒方式が一般的であった第一次産業革命、“鉄の時代”がその発祥期をなす。初期の外輪船用舶用機関においては大形のクランク軸の焼嵌による組立方式が一般的で、陸用据付機関の中には鋳鉄製クランク軸を有するモノも存在した。しかし、当時の機関車用クランク車軸の材料は錬鉄であり、通常、その構造はある種の一体方式であった。即ち、製造家たちは火造りによって１スローを有するピースを２個別々に打出し、中央部、４つの弁装置エキセンを担持することになる部分で左右ピースを鍛接し、90°位相の２スロー･クランク車軸を調達した。当時、組立式クランク車軸も稀には造られてはいたが、錬鉄では接合部の緊締力が弱くならざるを得ないため、組立式クランク車軸は壊れ易いというのが通り相場であった。

第二次産業革命期は“鋼の時代”の始まりであったが、この時期を迎えても状況は今日のそれとはかなり異なっていた。鋼製一体型鍛造クランク車軸は自由鍛造による余肉たっぷりの粗形材から削り出して成形されるしかなかった。このため、鍛流線の密度が低く、しかもその切断が広範に生起しており、その寿命は短かかった。両大戦間期に至ってもイギリスでは気筒径が約 19in.(482.6mm)を超えれば､組立式とすることが常套であった。勿論、急速に発展し、イギリスを急追するアメリカにおいてもクランク車軸と言えば、先ず組立式を指すのが常識であった。なお、当時のイギリスにおいては組立式クランクにウェブ延

---

47 cf. A.,Morton Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation.* 5th. ed. Vol.I, pp.99~101, A., Chapelon 前掲 *La Locomotive A Vapeur*. English ed. p.58, Fig.7.

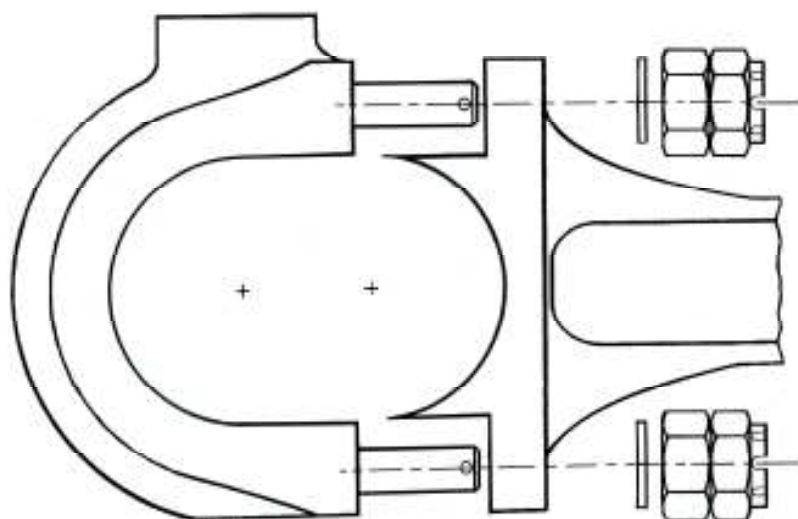
図 5-2 の年代考証は困難であるが、ワルシャート式弁装置のリンク類に理論的には“嵌り役”である針状コロ軸受ではなく円筒コロ軸受が使われている点と、SKF によるディーゼル機関ピストンピン(連桿小端)用針状コロ軸受の大量生産開始が 1932 年であったという事実とを突き合わすことで、この図を 1932 年以前の技術状況を反映したものと臆断することも不可能ではない。

蒸気機関車の弁装置に針状コロ軸受が実用された例としては London Midland and Scottish 鉄道の Coronation 級(通称、Duchess 級) 4 気筒流線型パシフィック機(1937 年)のそれが知られている。この弁装置においては Hoffmann 製針状コロ軸受が各部に配され、返りクランクピン軸受にのみ、Skefko(SKF イギリス工場)製の自動調心玉軸受が採用されていた(cf. J.,Bellwood and D.,Jenkinson, *Gresley and Stanier*. 2nd.ed. London, 1986. , p.93)。

針状コロ軸受の歴史と揺動運動に強いその特性については岡本純三･野澤義延『針状ころ軸受』光洋精工、1991 年に詳しくまとめられている。

長部を釣合い錘とする構造を採用するとピンの弛緩を生じ易い、という経験的データらしきモノもあったと伝えられているが、Gresley やアメリカの製造家たちは正当にもこれを意に介さなかったようである[48]。

Gresley がパシフィック等の作品に好んで用いた中央気筒主連棒の太端部設計は図 5-3 のようなモノであった。

図 5-3　中央気筒主連棒太端における Gresley の入れ子式構造

O.S.Nock, *ibid.*, p.34 の図を参考に、A.,M., Bell, *ibid.* p.80, Fig.19 より多少の推測を交えて作成。キャップとロッド端部との合せ面には青銅製、後には鋼製のシムが挟まれた。

Bell の図は No.10000 のそれであり、パシフィックのものとはやや異なるが、基本的な構造は同一と見た。この２つのパートによって構成される孔の中に両フランジ付きの厚肉･半割ブシュが収容される。

中央クランクは左右の動輪に位置するクランクのような片持クランクではないから、ク

---

48 19 世紀中盤以降のイギリスにおける機関車設計並びに製造技術に関する体系的参考文献の一例として cf. John Bourne, *Treatise on the Steam Engine in Its Application to Mines, Mills, Steam Navigation, and Railways*. London, 1849. クランク車軸については cf., p.236.

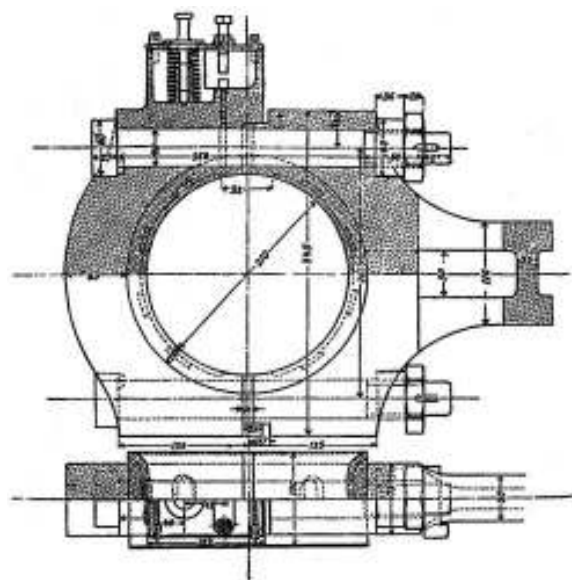
20 世紀前半期のイギリスにおける蒸気機関車設計手法については cf. E.,A., Phillipson, *Steam Locomotive Design : Data and Formulæ*. London, 1936, 2004, pp.262~263.

同時代のアメリカにおける実施例については cf. A.R.A., *Locomotive Cyclopedia of American Practice*. 7th. ed., pp.586~587.

ドイツでは英米とは異なる行き方が志向された。これについては章を改めて取上げたい(第Ⅸ章 第２節、参照)。

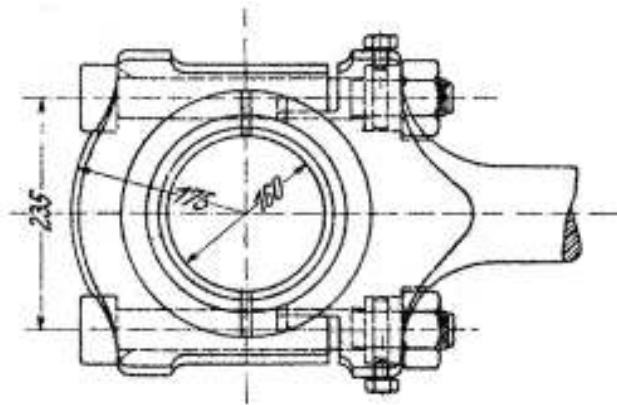
ランクピンを抱くためには大端部(鉄道業界では太端)はともかく分割構造にされねばならない。この分割構造の大端部を設計するに際し、Gresley はここにスチブンソン式弁装置のエキセン回りや中形までの内燃機関のコネクチングロッド大端部のように単純な半割構造は用いず、キャップの脚を延長して「⊂」型とし、ロッド側にその脚の嵌り込む“入れ子”構造を採用した。

もう少し簡素な“食違い二つ割り”とでも呼ばれ得る方式はドイツ、Linden 機関車工場で製造された 4 気筒複式機関車の連接棒端に用いられている(図 5-4)。何故、このような厄介な構造にしたのか、主連棒太端がどうなっていたのかについて文献は教えてはくれない。

図 5-4　Linden 機関車工場の製品に見る連接棒端の二つ割り構造

森彦三・松野千勝『機関車工学』中巻、202 頁、第 779-780 図。

もっとも、内燃機関の世界では連桿の大端部は割るのが普通であるから、その伝で考えれば何という程のことも無かったのかも知れない。

往時は二つ割り方式の牙城たるその内燃機関界においても、これ同様に一癖ある設計例が若干認められた(図 5-5)。内燃機関のコネクチティングロッドはスチブンソン式弁装置のエキセン回りそのままにロッド部と大端部とを別体に造り、なおかつ後者を半割とする構造(所謂 Bügelkopf：弓頭？)からロッドと大端部上半部とを一体に成形する構造(ドイツ語では Marinekopf)へと進化したが、この図のものは改良された“Marinekopf”と称された。

図 5-5　同時代の内燃機関に見る嵌込み構造の大端部部

H.,Güldner, *Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungs -kraftmaschinen und Kreftgas-Anlagen.* Berrin, 1922. S.174, Fig.289.

前２型式、即ち K3 と O2 における当該部分の構造は不明であるが、おそらく内燃機関におけると同様の発展経過ないし試行錯誤の過程があったのではないかと想われる。少なくとも、パシフィックや No.10000(2C2)では大上段振りかざしたこのような構造が選択されたワケである。

そうまでした意図は勿論、キャップとロッドとの結合安定化に在った。しかし、その加工々数の多さや要求精度の厳しさは製造現場泣かせであったと考えられる。精度が出ていなければ何の足しにもならぬ構造だからである。ブシュを嵌込む孔は最後に仮組みされた状態でボーリングして正確に仕上れば済むが、そこに至るまでが大義である。従って、このような機構は一般化しなかった。今日でも中速ディーゼル機関等においては同じ目的から両者の合せ面にセレーションを刻む場合がある。しかし、これならブローチ加工で簡単に実行出来る。

また、この部品が正確に仕上られたとしても、台枠の中で、この大きな部品に軸受金――Brass Bearing とあるが、ホワイトメタルが４箇所、鋳込まれている半割の青銅鋳物 ――を組込んだ状態で、シム調整に依り、適正な隙間を確保しつつクランクピンを抱かせるに至る組付･調整作業の面倒さは思い遣られる。

青銅鋳物の材料組成については不明である。但し、Gresley 自身の筆になる V2 型機関車(彼のパシフィックより一回り小さい 1C1)の“specification”に拠れば、軸箱をはじめ、軸受用の青銅は 86.25%Cu, 13.25%Sn, 0.5%P(燐)という組成であった。この組成は JIS 青銅鋳物３種(86.5~89.5%Cu, 9.0~11%Sn, 1.0~3.0%Zn, <1.0%Pb, その他不純物)に近く、現在でも軸受、スリ

ーブ、弁、歯車等に使用されている銅合金である[49]。

なお、ホワイトメタルには錫を主成分としてアンチモン、銅を加えた Sn 基軸受合金(バビットメタル)と鉛を主成分とし、これに錫、アンチモン、銅を加えた Pb 基軸受合金とがある。ここで用いられたのはヨリ負荷容量の大きな前者であろう。この場合、使用限界は軸受温度 100℃、荷重 120kg/cm^2、周速 10m/s 程度となる。仮に、*Great Nothern* が 100mph.で走行すれば動輪回転数は 420rpm.となり、軸径 209.55mm の中央クランクピン軸受における周速は 4.61m/s となるから、周速の面では充分余裕がある。

しかし、その使用蒸気圧とピストン面積、$8^{1}/_{4}$×4in.という軸受投影面積から求めた起動時の最大軸受面圧は 119.5kg/cm^2 となるから、軸受荷重の点では限界的な使用条件となる。高速であれば太端部に作用する遠心力と主運動部の大きな慣性力とが加わるから、蒸気圧トルクが低下するとは言え、やはり苦しくはあったろう。

Gresley はこの点を考慮して青銅の台金の一部を蒸気タービンのジャーナル軸受における“安全帯”のように軸受面の両端に一段低く控えさせておくのではなく、軸受面上に露出させる上図のような構造を採用したものと思われる。とは言え、この軸受メタルの構造は蒸気機関車の主連棒両端軸受としては比較的ありふれたものであった[50]。

パシフィック機の開発が何から何まで最先端を狙っていたかと問われれば、それはそうではなかった。使用蒸気圧が未だに 180lb.と抑えられていたのは、上述の通り、あれやこれやの技術革新を一度に導入することを嫌った Gresley の賢明な計らいであったが、“羹に懲りて膾を吹”いた、とも述べたように、Gresley は中央弁の over-travel とバルブギヤの損傷を危惧する余り、その行程を K3 の $6^{3}/_{8}$in.(161.925mm)から $4^{9}/_{16}$in.(115.8875mm)という抑えた数値に設定し直した。short-travel 化である。因みに弁径は 8in.(203.2mm)、リード $^{3}/_{16}$in.(4.7625mm)、スチーム・ラップ $1^{1}/_{2}$in.(38.1mm)、エキゾースト・ラップ ‑ $^{1}/_{4}$in.(−6.35mm)、最大カットオフ 65%、であった。この K3 のそれと変わらぬ弁径は使用蒸気圧と気筒径との兼ね合いからすると過小の嫌いがあった、と言われている[51]。

就役後、No.1470 は乗心地改善のため、主動軸の担いバネを ―恐らく“中ビク”へのアクセス性確保のために採用されていた― コイルバネから減衰性のある重ね板バネに変更するなど、

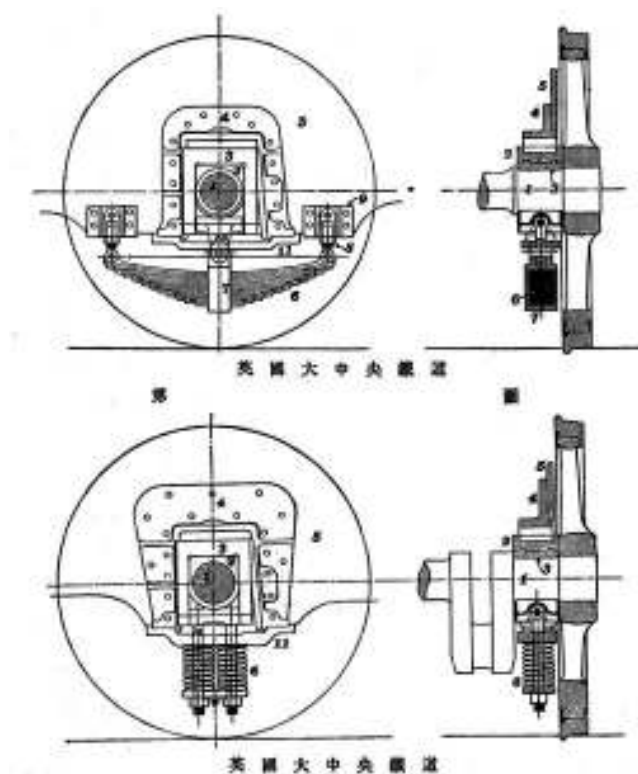
---

49 cf. Bellwood and Jenkinson,*ibid.* p.68. なお、鉄道省でもこれに近い青銅(86%Cu, 11%Sn, 3%Zn)を使用してはいたが、軸受用としてではなく、一般金具用としてであった。軸受用の砲金ないし鉛青銅は Pb が少ないモノほど高負荷型と見なされているが、鉄道省の軸受用砲金は 77%Cu, 8%Sn, 15%Pb の主連棒受金および連接棒ブシュ用と、75%Cu, 12.5%Sn, 12.5%Pb の炭水車、客・貨車車軸受金用との２種類であった。鉄道省における使用例については『機関車講義 構造 弁装置 操縦』(刊行主体不明、1923 年頃)、15 頁、機関車工学会『機関車名称辞典』第６版、交友社、1940 年、310 頁、参照。

50 軸受合金の一般的な遣われ方と性質に関しては機械設計便覧編集委員会『機械設計便覧』丸善、1958 年、870~879 頁、その戦時技術体系については大野道雄『軸受』(山海堂、1945 年)、参照。

51 cf. Nock, *ibid.*,p.16, Hughes, *ibid.*, p.86.

若干の改造を施された。３気筒機関車の主動軸をコイルバネで支持するこの旧設計が A1 初期型だけのものではなかったことは図 5-6 が教える通りである。

図 5-6　３気筒機関車の箱支持に関する Great Central 鉄道における設計例

森彦三･松野千勝『機関車工学』中巻、第８版、1925 年、311 頁、第 998-1001 図。
　クランク車軸に釣合錘が無いのはそれが内側２気筒機関車か、内側に２気筒を配した４気筒機関車のそれだからである。

　また、図 5-6 に示されるように、Gresley パシフィックに限らずイギリスの蒸気機関車においては伝統的に動軸担いバネは各軸独立で、先台車、従台車とも連繋していなかった。イコライザが無かったのであるから、１軸をコイルスプリングで支持することも、これを重ね板バネに置き換えることも容易であった[52]。

[52] イギリス方式のメリットの一つは軸箱発熱時における軸重調整の容易さにあった。即ち、「一個の車軸が発熱するときは其の上に加はれる重量を幾分か軽減して之を救済することあり英国式の機関車に於ては『スプリング、ハンガー』の加減に依り米国式の機関車に於ては『スプリング、サットル』と『フレーム』との間に相当の厚さを有する鉄片を挿入して負担重量を軽減するを得べし」(森彦三･松野千勝『機関車工学』下巻、大倉書店、1926 年、234~235 頁)。ここでの米国式とはイコライザのある上バネ式のことで、台枠上面にスペーサーを咬ませ、バネを浮かせてしまうという謂いである。

イギリスの蒸気機関車の特徴、とりわけバネ装置の設計については、

各々の車輪に独立した担バネを用ふる方法は英国を除いては一般に行はれて居らぬ。その理由は独立した担バネを用ふれば各担バネに加はる荷重の変化が大で担バネは起り得る最大荷重に対して安全である如くに設計されねばならぬ。而して車両の走行も決して円滑ではない。且つ３軸以上になると運転中の荷重の分布の如きも全く不明で担バネの設計にも困る訳である(多賀祐重『鉄道車輌』鉄道工学社、1940 年、111 頁)。

などと評されていたが、イギリスは設計技術と環境条件が二つながらに充足されていたから、何も「困る」ことはなかったし、先に述べたように英国式にはメリットもあった。

板台枠や銅板製内火室に晩年まで拘ったイギリスの蒸気機関車設計について藤田隆などは(森彦三・松野千勝『機関車工学』“緒論”そのままに)、

英国人の国民性は着実、永久の策を考へる、新奇を避け過誤のないことを尊ぶ、公徳心と自尊心に富み職責を重んじ仕事を忽にしない等であるが、この精神が機関車の上に発揮されている。即ち設計製作は丁寧で、運転の安全を第一にし外観は優美で研磨清掃が行届いている。線路は機関車の運転に適応する様に建設されるのが慣例で曲線は少なく、土床は堅牢、保線は善美、レールと枕木の取付は強固になされているから、機関車のバネは比較的強固でボギーの応用が比較的不備であるが、運転は円滑である。又設計者個人の意見を尊重する風が強いので設計者が変る度に変つた機関車が現出した(藤田前掲『蒸気機関車の設計と構造理論』15~16 頁)。

などと特徴付けている。

この担いバネ設計のイギリス的特徴は後年 Gresley によって再び活かされることになる。

さて、1923 年、North Eastern 鉄道との合併により London snd North Eastern 鉄道が発足すると、No.1470 には新たに A1 なるクラス称号が与えられた。A1 は G.N.時代に 12 両、L.N.E.時代に 40 両が製造されている。

なお、L.N.E.鉄道発足時に A2 なる称号を与えられたのはかの Vincent Raven によって設計された旧 N.E.鉄道のパシフィック、No.2400～No.2404 であった。これらは彼が 1911 年に開発した件のアトランティック(2B1)型を拡大したモノで、第１動軸を主動軸とし、３連のスチブンソン式弁装置を有する３気筒機関車であった。かくすれば、主連棒の短小なせせこましい外観を呈するが、弁装置の作動は正確となり、３つの気筒は水平に並べられるからバランシングの面でも優れていて良い筈であった。

これらの間で 1923 年６～７月に行なわれた性能比較試験において、A1 No.1472 は A2 No.2400 よりボイラ圧が低かったにも拘らず、後者に対して蒸気室(弁室)における蒸気圧において優るという良好な内部蒸気流れ(“internal streamlining”)の実を示し、水費、燃費において数%上回る好成績を残した(表 5-1)。

表 5-1　A1 No.1472 と A2 No.2400 との総平均で見た比較データの一例

	No.1472	No.2400

平均速度 mph.	53.7	53.0
ボイラ圧 psi.	164.0	197.0
蒸気室圧 psi.	118.0	106.0
水費 gal/mile	38.3	40.4
水費 gal/h	2081	2153
総燃費 lb/mile	52.6	58.7
同･照明除く	48.6	54.4

cf. Nock, *ibid.*, pp.37~50. この数値は p.46 の表より。

また、エキセントリック(偏心輪)を用いる内装型の弁装置を３連重ねにした設計の皺寄せとして中央気筒のクランクピン軸受幅が著しく制限されたため、A2 は“中ビク”軸受の帯熱事故を頻発させた。それやこれやで、Gresley パシフィックが L.N.E.鉄道の標準急客機に選定され、A2 のその後の発展は阻まれた。

1924 年、Gresley の助手、B.,Spencer は long-travel, large-lap, short cutt-off 仕様へと A1 の弁装置を設計変更するよう進言した。long-travel valve が short cutt-off で作動する場合のストロークは short-travel valve を long cutt-off で作動させる場合より短く、従ってピストン弁の平均速度(→弁装置の摩耗)の点で不利にはならないばかりか、加減弁開度を大きく取れるが故に熱効率の点でも有利である、というのがその主張の論拠であった。

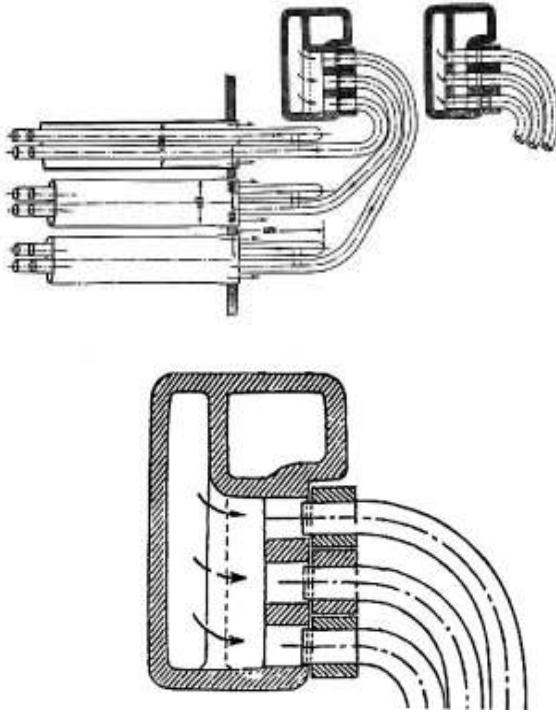
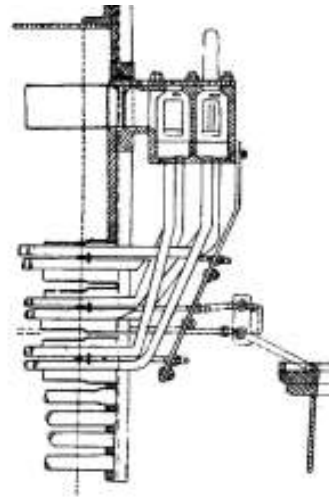
この設計思想、実は 1924 年、Great Western 鉄道において名伯楽、G.,J.,Churchward によって具体化され始めていた。流石に 1904 年、イギリスでは最も早く、世界的に見てもアメリカ Purdue 大学に続いて２番目に機関車試験台を設置した鉄道の主任機械技師だけのことはある、と言うべきであろう。

だが、Gresley をはじめイギリスの多くの蒸気機関車設計技師たちは当時、過熱化による熱効率の向上効果に目を奪われていた。

即ち、1898 年にドイツの W.,Schmidt によって開発された過熱装置が機関車用ボイラにおける過熱装置として世界標準技術となったが、過熱管管寄せ(ヘッダー)部の継手からの蒸気漏洩に対してイギリスの機関車技術者たちは敏感であった。1913 年、G.N.鉄道時代には Gresley 自身も独自の“Twin Tube”過熱装置を開発している。しかし、やがて、L.N.E.鉄道を含むイギリスの多くの鉄道においては Schmidt 式に対する改良型の決定版として Great Central 鉄道、John Robinson の Robinson 式過熱装置が多用されるようになって行く(図 5-7、参照)[53]。

図 5-7　Schmidt 式および Robinson 式(B 型)過熱装置の管寄せ部

---

[53] cf. Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer.* pp.46~47,51, Hughes, *Sir Nigel Gresley.* pp.60,77. Gresley 式過熱装置については cf. Bellwood and Jenkinson, *ibid.*, p.14.

Schmidt 式過熱装置の管寄せ部　　　　　　　　Robinson 式(B 型)過熱装置の管寄せ部

森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、349 頁、第 302 図、388 頁、第 360 図より。

このような状況であったから、Churchward の試みやそのメリットは広く認識されていなかった。第一、その効果を容易かつ客観的に検証する手立ても乏しかった。Spencer の進言が却下されたのはある意味においては致し方ないことであった。

然しながら、G.W.鉄道と G.N.鉄道との間においては 1910 年、互いの機関車を交換してテストし合い、技術の相互研鑽に努めた実績があり、幸いにも、恐らく Gresley の申し入れにより、1925 年４～５月に両社の間で G.W.鉄道の４気筒 2C 機、No.4079 *Pendennis Castle* と L.N.E.鉄道の Gresley３気筒 2C1、No.4474 *Victor Wild* とを交換し、相互に自社の機関車と比較する実験が行なわれた。この *Castle* 級機関車は Churchward の弟子、C.,B., Collett が師匠の *Star* 級４気筒機関車を母体としつつ、1922 年に初めて設計した機関車で、G.W.鉄道では最も長く、かつ多数造られることになる傑作機であった[54]。

そして、その比較の結果は走行性能(ダイヤ遵守能力)においても石炭消費率においても A1

---

[54] cf. A.,M., Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation.* 5th. ed. Vol.II, pp.415~417.

にとっては余り芳しいモノとはならなかった[55]。

翌 1926 年、この経験を重く受け止めた Gresley は Doncaster 工場の F.,Wintour が試作したスチーム･ラップを $1^5/_8$in(41.275mm)、最大トラベルを $4^{15}/_{16}$in.(125.413mm)に伸ばす改造を施した L.N.E.鉄道 2C1 No.4477 *Gay Crusader* による実験に着手した。この改造は簡単なもので、“合併テコ”のロア･アーム(支点から下の部分)を若干短縮するだけであった。インジケータを取付けた実走行テスト結果には幾分の改良効果が示されていた。

その成果を踏まえ、彼はこの年も押し詰まる頃、２年前、当時、King Cross 工場に在った Spencer によって上申された案に則った、ヨリ徹底的な改良案の実験着手への指示を発する。この改造もまた、仕事的には先のモノ同様に簡単なもので、Wintour 案に加え、“合併テコ”のアッパー･アームをも若干伸ばすだけであった[56]。

もっとも、これによる“合併テコ”上端とランボードとの干渉を避けるため、その前部が上げ底され、外観上からも改造機と未改造機との区別がつくことになっている。オリジナルとこの Spencer 改造型とでは弁の動きが全く異なるものの、最大の相違点は従前、25%までが実用最小カットオフであったのに対して 15%カットオフまでが使えるようになったこと、25%カットオフ時における排気孔の開きが 8%ほど大きくなり、排気に対する背圧の減少が図られたこと、にある。

実験は No.2555 *Centenary* を用いて行なわれた。この実験で *Centenary* は 500t 牽引時の石炭消費率において従前の 50lb./mile(14.0kg/km)を大幅に下回る 38lb./mile(10.6kg/km)という素晴らしい性能を見せつけた。早いカットオフで加減弁を全開にした走行時間の比率が圧倒的に高められたからである。

Gresley は全ての A1 の弁装置を Spencer 案に則り、トラベル $5^3/_4$in.(146.05mm)、リード $^1/_8$in.(3.175mm)、スチーム･ラップ $1^5/_8$in.(41.275mm)、エキゾースト･ラップ 0 へと変更する

---

[55] cf.Brown,*Nigel Gresley*, pp.79~84, Nock, *The Gresley Pacifics*, pp.51~59, *The Locomotives of Sir Nigel Gresley*. pp.40~43, Hughes, *ibid.*, pp.88~92, 203~204.

なお、16×26in.(406.4×660.4mm)という寸法を有する *Castle* の４つの気筒には前進フルギヤで約 7in.(177.8mm)のトラベルを有し、スチームラップ＝$1^5/_8$in.(41.275mm)、排気ラップ＝ゼロ、リード＝0.23~0.08in.(5.842~2.032mm ：４気筒全てが区々)なるスペックの弁装置が与えられていた。cf. Phillipson. *ibid.* p.315 Table XLV.

[56] ワルシャート式弁装置においてはカットオフの如何に係わらずリードは一定となる。又、内側給気式ワルシャート弁装置においては、ラップ＋リード＝ピストン行程×$^{合併テコ・アッパーアーム長}/_{合併テコ全長×2}$ という関係が成り立つ。機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、44、46~47 頁、参照。

なお、Jones Variable Lead と称し、偏心棒と弁心棒との間に逆転軸に連動する第２の加減リンク機構を介在させる可変リード型の改造ワルシャート式弁装置というゲテモノも存在してはいた。cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice*. 7th. ed. p.496 Fig.1056, 1057.

よう命じた。以後、この値は Gresley パシフィックにおける標準となる[57]。

この改造により、A1 はその総合性能において自他共にイギリスを代表する急客機と認められる熟成段階に達した。1928 年 5 月 1 日よりロンドン~エディンバラ間ノンストップ特急の運行が開始された。この時には走行中、乗務員を交代させるため、左サイドに幅 18in.(457.2mm)高さ 5ft.(1524mm)の断面寸法を有するトンネルを仕組んだ“corridor tender”が開発されている。

1934 年 11 月 30 日には次に述べる高速流線型列車導入の地ならしとしてネオ A1(180lb.)牽引列車における高速試験が実施された。この時、4 両、自重 145t の列車を牽いた No.4472 *Flying Scotsman* によって 100mph.の最高速度が記録されている[58]。

(2)A3 と A4

弁装置の改良に成功する直前から Gresley は A1 の使用蒸気圧を 220lb.(220psi=15.3kg/cm²)に高める実験に着手しようとしていた。彼は Spencer 達ほどに弁装置の問題を重視せず、使用蒸気圧向上によって A1 の性能改善……G.W. *Castle* に対する巻き返し……を図ろうとしていたフシがある。それでも、彼は改造車への秘密裏の試乗によって Spencer 案に印可を与え、然る後に懸案の蒸気圧向上へと進む途を選んだ。

実は、A1 が導入された時点において、その最大軸重は L.N.E.鉄道の低い線路規格故に 20t に制限されており、大形パシフィックへの高圧ボイラ搭載は重量の面からも困難視されていた。

しかし、政府の指名になる Bridge Stress Committee により、多気筒機関車における“hammer blow”が 2 気筒機関車のそれより遥かに小さく、静止時の軸重を 2 気筒機関車の 15%増しとしても軌道に対する動的衝撃値の点では同程度に抑えられる、という命題にお墨付きが与えられたことを承け、L.N.E.鉄道の土木部門における Gresley 大形パシフィ

---

57 弁装置改造の経緯については Nock, *The Gresley Pacifics*, pp.57~58, 68~70 が最も詳しい。cf. also *ditto.*, *The Locomotives of Sir Nigel Gresley*, pp.43~44, Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. pp.80~85, Hughes, *ibid*. pp.92~93.

なお、髙木はこの弁装置改良に絡み、燃費に優れた「ロングラップ弁がついに正式採用となったが、同時に中央シリンダ過負荷の危険性も増大するという二律背反を内方して走り続ける羽目になった」(『近代英国蒸機の系譜』29 頁)と述べている。

しかし、ロングトラベルの弁装置をショート･カットオフで用いることに燃費向上の本質があると見做すべきである点は措くとしても、ロングトラベルの弁装置を短いカットオフで稼動させる場合のトラベルの方がショートトラベルのそれを長いカットオフで用いる場合のそれよりも短くなる場合がある、という点に鑑みれば、バルブトラベルの伸長に伴って弁装置に働く慣性力が応分、増大したかの如き記述は一面的に過ぎると考えられる。

58 cf.Hughes,*ibid.*, p.128, Nock, *The Gresley Pacifics*. pp.126~128.

ックの最大軸重に対する態度は軟化した。その結果、Gresley パシフィックの最大許容静軸重は 22t と改められ、ボイラ重量の増大を伴う高圧化への条件が整備された[59]。

220lb.化は 1927 年 7 月から始められた。供試機関車の 1 台、No.4480 *Enterprise* には 18$^{1}/_{4}$in.(463.55mm)径の、いま 1 台、No.2544 *Lemberg* には 20in.(508mm)径の気筒が与えられた。220lb.化に当たっては構造強化と共に Robinson 式過熱装置のエレメント数の増加(32→43)が行われた。しかし、燃焼室は相変わらず“寸足らず”の矮小なサイズのままであった。全般検査入場した A1 は順次、検査機関短縮のために“予備ボイラ”として用意されていた新製ボイラに載せ替えられた。このため、ある時期、20in.の気筒径を有する 220lb.型は総勢 4 両を数えた[60]。

これらは通常の 180lb.(12.6kg/cm^2)、20in.型と徹底的な比較実験に供された。20in.径の 220lb.機はほとんどの仕業を 15%カットオフでこなしたが、当時、東部海岸線の乗客数は低下していたため、通常の仕業に対してはオリジナルの 180lb.型 A1 と同等の牽引能力を有する 18$^{1}/_{4}$in.機で十分であることも確認された。

t･mile 当り石炭消費量は 180lb.機の 0.093lb.に対して 220lb.、18$^{1}/_{4}$in.機が 0.084lb.であった。この値は 1924 年に C.W.の *Castle* が記録した 0.101lb./t･mile を大幅に更新するものであり、Gresley パシフィックの勝利を印象付ける数値であった。

一連のテストを通じて得られたデータを元に、最終的に Gresley は 19in.(482.6mm)という気筒直径を 220lb.化に対応する新たな標準値として採用する断を下すに至った[61]。

その後、ボイラの小煙管本数が 121 から 125 に増やされ、過熱管伝熱面積も微増された。以上の規格に則った新製 2C1 車両は A3 級と総称され、総計 27 両、新製された。A1 は最終的には Thompson によって A1/1 へと改悪されてしまった No.4470 *Great Nothern* (図 5-11)を除き、全てこの気筒径と蒸気圧を有する改造型 A3 に生まれ変わった。勿論、ボイラは改造強化されたのではなく、全て検査入場の際に載せ替えられている[62]。

ピストン棒の中空加工は廃止され、ピストン胴部への青銅製リングキャリヤの鋳込みも取止めとなり、リングはピストンに直接嵌め込まれた[63]。

左右主連棒の軸受メタルの構造は青銅製半割スリーブの内面に幅広くホワイトメタルを鋳込んだ形式から鋼製ブシュを圧入後、外周に油溝を持ち、$^{1}/_{4}$in.径、24 個の保油孔を穿たれた片ツバ付青銅ブシュ(一体モノ)をルーズフィットするフローティング･ブシュへと進化

---

59 cf. Hughes, *ibid.*, pp.86,93,95.

60 220lbs.化の展開については cf.Nock, *The Gresley Pacifics*, pp.70~78.

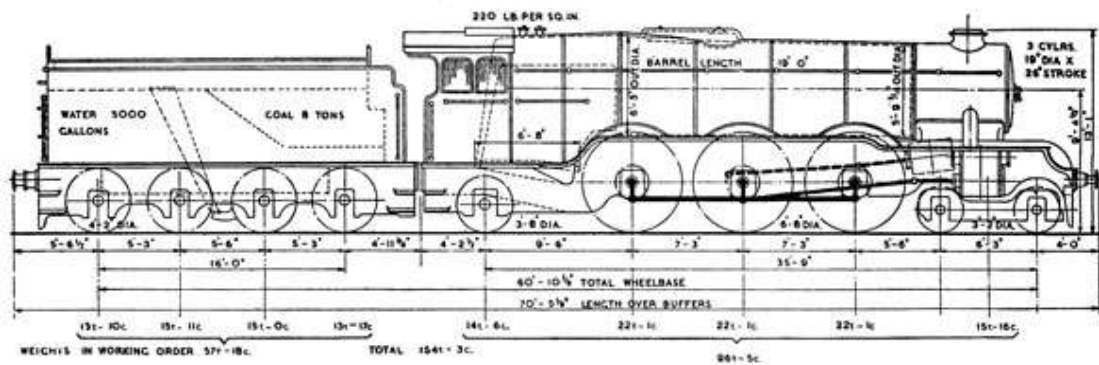
61 A3 の概要については cf. Nock, *ibid.*, pp.91~110.

62 A3 の全体図については cf. E.,A.,Philipson, *ibid.*, Plate No.1. ボイラについては cf. *ditto*. Plate No.7.

63 ピストンについては cf. Philipson, *ibid.*, Plate No.12, Nock, *The Gresley Pacifics*. p.93.

した。因みに、これは後年、満鉄パシナなどにも用いられた方式である[64]。

そして、左側通行を本則とする鉄道において大きなボイラを有する機関車の運転席からの信号確認を容易にするため、機関士席が従来の運転室右側から左側へと(鉄道省同様)入れ替えられた。これに対しては賛否両論が起こり、A1の機関士席の左側化改造にも時日を擁したと伝えられている。

図 5-8　A3　“Super Pacific Locomotive”

A.,Morton Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation.* 5th. ed. Vol.II, p.408.

また、図 5-8 に示す、1935 年に 9 両製造された最終グループの A3 には従来の蒸気ドームに代って“banjo dome”ないし“banjo steam collector”と呼ばれる蒸気ドームが採用された。これは円錐形を呈するボイラ第 2 缶胴部に取付けられる非常に低いドームで、外見は優美ではないが汽水分離能力に優れ、以後の Gresley パシフィックや V2 にも装備されるに至っている[65]。

1935 年 3 月 5 日、先にも触れた流線型列車の導入に先立つ高速試験の一環として 1929 年 2 月新製の A3 No.2750 *Papyrus* は 213t の列車を牽引し、当時の世界記録となる 108mph. の最高速度をマークした[66]。

A3 の新製はこの 1935 年まで断続的に行われた。しかし、増大する旅客需要に応えるた

---

64 なお、Nock はフローティング･ブシュ内面にホワイトメタルのライニングが施されていた、と述べているが、図面からは確認出来ない。左右主連棒の構造については cf. Philipson, *ibid.*, Plate No.14, Nock, *The Gresley Pacifics.* p.92. 満鉄での事蹟については拙稿「鉄道車輌用ころがり軸受と台車の戦前戦後史」(未刊)で取り上げられる。

高木は次の A4 においてはフローティング･ブシュが採用されず、従来型の軸受メタルに復していると述べているが(『近代英国蒸機の系譜』30 頁)、蒸気機関車技術史に暗い筆者としてはそのウラを取れていない。

65 cf. Brown,*Nigel Gresley*, p.88, Nock,*ibid.*,pp.134~135.

66 cf. Nock, *ibid.*, pp.129~134.

め、合わせてロンドンとエディンバラとを結ぶ昼間特急列車の所要時間が８時間半を下回ってはならないとする時代遅れの規制が 1932 年に撤廃されたことを承け、L.N.E.鉄道は流線型の高速列車の投入を企画するに至る。これに最初のヒントを与えたのは当時、ドイツで売出し中のディーゼル･エレクトリック特急気動車、“*Friegender Hamburger*”であった。L.N.E.鉄道はその導入を検討したが、“*Friegender Hamburger*” なみの３両編成では長距離優等列車の乗客が切実に希望する食堂車を編成に組込んだ場合、総定員数が著しく抑えられざるを得なかった。

このため、L.N.E.鉄道はディーゼル･エレクトリックではなく、蒸気機関車による高速客車列車の投入に断を下した。その牽機として 1934~'35 年に(段階的に)開発された機関車こそが A3 の強化版、A4 級蒸気機関車(図 5-9)である。

A4 は C5343 のハリボテや C55 第２次型 20 両に施されたコケオドシなどとは正しく“月とスッポン”、City and Guild Engineering College における風洞実験の成果たる流線型カバーを身にまとっていた。National Physical Laboratory においてなされた 1/12 模型を用いた測定に拠れば、この流線型カバーは空気抵抗による損失馬力を 67mph.(107.7km/h)走行時において 97→56hp に、100mph.(160.9km/h)走行時においては 451→261hp に低減させる効果を有していた(表 5-2)[67]。

表 5-2　A3 と A4 との速度別空気抵抗損失馬力比較

速度 mph.		60	70	80	90
前面空気抵抗損失馬力 hp	A3	97.21	154.26	230.51	328.49
	A4	56.39	89.41	133.61	190.40
流線型効果 hp		40.82	64.85	96.90	138.09

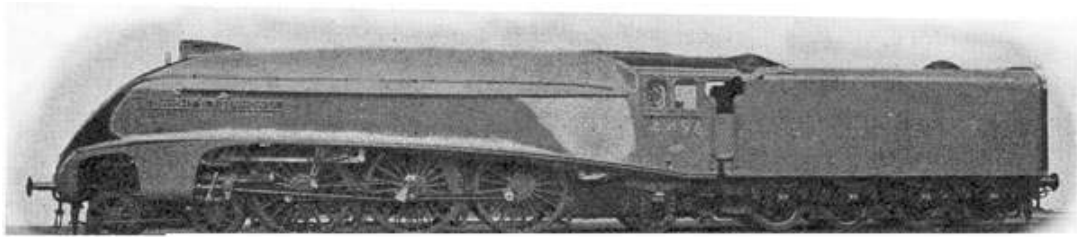
Nock, *The Locomotives of Sir Nigel Gresley*. p.110.

因みに、自身、100 回を超える風洞実験をベースとして Pennsylvania 鉄道の流線型パシフィック No.3768(1936 年)をデザインした著名なインダストリアル･デザイナー、Raymond Loewy(1893 ~ 1986)はその著書の中で A4 の写真を２葉掲げ、その外観デザインについて、

> 【前頭部は】かなり良く流線化されているが、優雅さには幾分欠けている。然しながら側面はヨリ魅力的なラインを有している。炭水車は総体としての機関車に良く溶け込んでいる(cf. *The Locomotive　its esthetics*. 1934, 1988, No.14 and 15)。

と述べている。

図 5-9　Gresley A4 No.4496 *Golden Shuttle* 改め *Dwight D. Eisenhower*

[67] cf. Hughes,*ibid.*, p.129.

A.,Morton Bell, *ibid.* Vol.II p.410.

残念ながら、これは 1941 年以降、Thompson によって動輪の上部を覆い、キャブ下及び炭水車のラインとも一致する“Side Valance”(直訳すれば横垂れ幕)を撤去する改良措置が講じられた後、 1945 年９月に改名されてからの姿である。

但し、A4 は単に流線型カバーを被せられた A3 なのではなかった。即ち、ボイラは圧力250lb.(17.4kg/cm²)に高められ、本格的な燃焼室を与えられていた。蒸気は拡大された流路面積を有する主蒸気管を通り、8in.から 9in.(228.6mm)へと拡径されたピストン弁を通じて$18^{1}/_{2}$in(469.9mm)に縮小された直径を有する気筒へと送られた。

機関排気回りでは吐出管にも大きな変更が認められた。A4 においては Churchward の発明と言われる“jumper top”が取付けられた。これは吐出管ノズル部分に位置可変の“jumper ring” を載せ、ノズルの有効断面積を自動的に(カットオフと連動させて)38%の範囲内で調節する可変吐出管の一つであった。この採用により牽出しおよび登坂等、長いカットオフでの力行時に有効断面積を拡げることで過剰な通風を抑えつつ、短いカットオフでの運転時にはこれを絞って通風力を高め、広い範囲でピストンへの背圧と通風力とのバランスを取ることをウリとする装置であった。

A4 の強化点はこの“internal streamlining＝蒸気の流動損失低減”の実を上げた機関部だけでなく、改良された足回りにもあった。高速走行安定性向上のため、担いバネの大スパン化(3ft.6in.[1066.8mm]→4ft.[1219.2mm])と定数切り下げ(0.135in.[3.429mm]→0.27in.[6.858mm]/t)が図られると共に、バネ式先台車の復元力向上(2~4.55t→4~7t)、傾斜面式の一種である“Cartazzi 従台車”の復元力切り下げ(傾斜を $^{1}/_{7}$→$^{1}/_{10.66}$)が行われていた。

Nock はこの足回りのチューニングについて、

> これらの諸点に対して向けられた周到な注意を念頭に置いた上で、Sir Nigel Gresley の後継者たちによって修正された設計のパシフィックが導入される際、それらの点が如何にしてほとんど無視と言って良いほど疎んじられるに至ったのかを想起することは驚きである。それらの運転室に添乗した経験から私はただ、戦後の“A1”及び“A2”パシフィックが戦前の流線型列車なみの速度で走ることを要求されなかったことを幸いとする、と示唆し得るのみである(Nock, *Gresley Pacifics.* p.147)。

と述べている。彼がここまで断言して憚らないのは戦後生まれのパシフィックたちが高速走行において不釣合慣性力に起因する激しい蛇行動を発生させたからである。

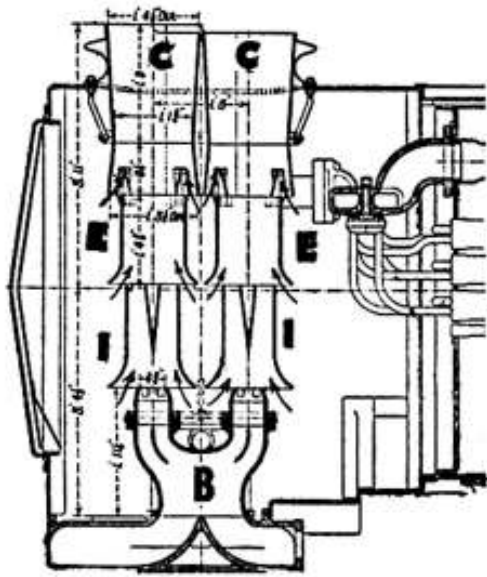
この他、A4 には機関車本体およびテンダーのブレーキ強化が施された。高速列車投入に先立つテスト期間中、心配された“hot box”即ち車軸軸受の発熱事故は案外少なかった。しかし、A4 の中央気筒のクランクピン大端(ビッグエンド)部、通称“中ビク”の焼けはかなりの頻度で発生し、中にはメタルがバラバラになる(the middle big-end bearing fell to pieces)ようなケースも生じた。

この種の問題は Gresley 3 気筒機関車について回る固有の問題であったが、パワーアップされた A4 における問題は殊更、深刻であった。しかし、検修員たちの努力に護られた A4 は 1935 年 9 月 30 日就航の *Silver Jubilee* や 1937 年 7 月 5 日就航の *Coronation* といった特急列車の先頭に立ち続け、やがて総計 35 両と、かなりの大所帯をなして行った。

Gresley パシフィックの生涯におけるハイライトは 1938 年 7 月 3 日に訪れた。この日、*Coronation* 用の予備客車 6 両(2 両連接×3)と Gresley 座乗のダイナモメーター・カーを従えた A4、No.4468 *Mallard* はスピード・アタック走行において、5‰の下り緩勾配上ではあったが、それまでドイツの流線型 3 気筒機関車“05”002 号機(2C2, 蒸気圧 20kg/cm^2, 動輪径 2300mm＝大きいようだが狭軌なら 1710mm に相当。2 両試作)が保持していた 200.5km/h を若干上回る、そして今日まで破られることのない蒸気機関車の公認世界速度記録、126mph(202.7km/h)を叩き出した。この時の図示出力は 3000hp にも達していたという。もっとも、“中ビク”は破壊され、最後は徐行運転で駅に辿り着くのがやっとであった[68]。

Mallard には排気の背圧を軽減すると共に、排気と燃焼ガスとの効果的な混和を図ることでボイラ通風を穏やかに安定化させ、燃焼を良好にする Kylchap 式 2 重吐出管および煙突が(図 5-10)装備され、その性能向上に与っていた。

図 5-10　Kylchap 式 2 重吐出管および 2 本煙突の例(Southern 鉄道)

[68] cf. Brown, *Nigel Gresley*. pp.156~157, Nock, *ibid*., pp.178~181, Hughes, *ibid*., pp.146, 147, 149, Bellwood and Jenkinson, *ibid*.pp.82~83 .

有原俊二『最新版 最新機関車工学』東洋書籍出版協会、1935 年、159 頁、第 57 図。

排気は吐出管 B から特殊なノズルを有するペチコート I を経て２段目の“ペチコート E に入り、そこから煙突 C を通って排出される。B における排気の加速負圧によって各“ペチコート”の裾および煙突の裾３箇所から一様に吸引された煙室内各所の燃焼ガスは順次排気と混和、熱交換を重ねることで更なる噴出エネルギを受け取り、これによって火格子から煙管、煙室、煙突に到る煙道の各断面を通じた安定的な通風が確保される。

但し、“ペチコート”を重ねるだけであれば、これを４段重ねにする例がイギリスで存在していた。これについては森彦三･松野千勝『機関車工学』中巻、527 頁、第 1438 図、参照。

なお、Kylchap 式については島秀雄『最近の鉄道』14 頁、第 25 図の中にも記載されているが､「Kirchap」は「Kylchap」の誤記である。

この有効であるが煙室の検修、掃除にとって不便な技術の淵源は Z., Colburn によって 1854 年に設計された２本ボイラ２段重ね式機関車(2A1)にあると思われるが、その名は燃焼ガスと排気との混和、熱交換を促進する“Kylärä Steam/Gas Mixing Device with 4 Nozzles”(図 5-10 : I)の発明者であるフィンランド人 Kylälä の名と、1925 年、特許を取得した Gresley の知己でもある天才的フランス人蒸気機関車技師､A.,Chapelon の名に由来する。Gresley はその効果を 1937 年から確かめていたが、1941 年、その特許が失効すると

Gresley はこれを彼の蒸気機関車に次々と装備させて行った[69]。

その後、A4 の使用蒸気圧を 275psi(19.2kg/cm^2)まで高める改良案が持ち上がった。しかし、戦時体制下、この計画は実行に移されぬまま中止に至った。

(3)Gresley パシフィックの技術的問題点

Gresley パシフィックの技術的問題点はメインテナンスの困難さにあった。"中ビク"の問題は A1、A3、A4 の全てに生じたが、パワーアップの当然の結果として A4 においては最悪と言って良い状況が出来した[70]。

パワーアップしたためだけではなく、A4 に施された流線型カバーの内、"Side Valance"(件の横垂れ幕)は動輪周りの空気流動を阻害し、中央クランクピンの冷却を妨げていた。

また、高速優等列車のみに仕業が限られていた間はまだしも、次第にその多様化が進んで来るとメインテナンスに導入初期ほどの手間暇をかけられなくなった。このため、"中ビク"メタルの盛替え、調整後の組付け精度が低下し、帯熱事故の頻度は増して行った。

これを承け、第２次世界大戦前にはケッサクな手が打たれることとなった。それは全ての Gresley パシフィック及び No.10000(1929 年に高圧のヤロー水管ボイラ搭載の複式４気筒 2C2[2C1-1]機関車として実験的に竣工しながら所期の性能を発揮出来なかったため、1937 年に通常型ボイラを有する Gresley３気筒式にリビルドされていた)の中央クランクピン中心に孔を穿ち、その内部に 160° F(71℃)で破裂するよう設計されたガラス球と"スプリンクラ"を備えた酢酸アミル入り金属筒を挿入する、という策であった。

これは"中ビク"の温度が上昇すれば液圧の上昇によってガラス球が破裂し、臭気が飛散、乗務員に危険を知らせる仕掛けである。乗務員たちはこれを"悪臭弾"と呼んだ。こんなケレンに頼る位ならクランクピン中心の穴を貫通孔とし、孔の内面と外気との温度差を利用してピンを内部から空冷してやった方がまだマシではなかったかとさえ想うが、ともかく現にこんな措置が講じられたのである。

このような小細工まで弄させた"中ビク"問題の根源は２つあった。第１は潤滑･冷却不良である。"中ビク"には油壺が１個、設けられており、油壺と潤滑面との連絡は"Single Pin Splash Lubricator"に拠っていた(cf. O.S.Nock, *The Gresley Pacifics*. p.34)。これは弁式給油装置の一種で、旧くから用いられて来た"通綿(trimming)"即ち、針金で毛糸を支持し、動揺

---

[69] cf. Z., Colburn, *Locomotive Engineering, and the Mechanism of Railways*. Vol.I pp.73~74, A., Chapelon, *La Locomotive A Vapeur*. English ed. pp.120~126, Brown, *Nigel Gresley*. pp.138, 141, 156, 175, Hughes,*ibid*., pp.99, 107, 133, 147, 149, 187 , 189, Nock, *ibid*. pp.239~240. Kylchap 式吐出管および煙突(但し１本煙突型)については大塚誠之『鉄道車両 ―研究資料― 』日刊工業新聞社、1957 年、36~37 頁にも解説が見られる。

[70] A4 のメインテナンス問題については戦後における局面を含め、cf. Brown, *ibid*., pp.178~204, Hughes,*ibid*., pp.183,185,187.

によってサイホン管に溜まった油を毛糸伝いに潤滑面に落す、あるいは毛細管現象を利用して絶えず油を吸い上げ･垂らす方式が停止中も給油を続け、不経済であり、かつ、回転数に比例した給油量を確保し難いことから開発された新技術であった。

わが国においても弁式給油装置としてニードル弁式、原式、宇都宮式、高崎式、旭川式及びその亜種が考案、実用化されている。但し、それらは何れも重力により弁を閉塞する仕掛けであり、“Single Pin Splash Lubricator”のように弁圧を調整ネジ付きのバネで制御する方式ではなかった。こちら方が弁の閉塞は確実であるが、長時間停止後の起動時に潤滑不足を来すという弁式給油装置に通有の欠陥もまた顕著に現れたであろう[71]。

第２は Gresley 式弁装置に係わる問題であった。この合成式弁装置は完調でありさえすれば誠にシンプルで巧い仕掛けであった。しかし、その欠点として蒸気分配の不正確さが挙げられた。C53 についても、“リズミカルな排気ドラフト云々”などと回顧されるのは蒸気分配の不揃いにより３つの気筒の動力発生に不均衡が生じていたからである。

即ち、Gresley 式弁装置においては中央気筒のピストン弁の動きが変則的となり、中央気筒の発生動力が過大となるのである。

Spencer によって 540t の重量列車を牽引中の A3 パシフィック、No.2751 *Humorist* からサンプリングされたデータに拠れば、45mph(72.4km/h)辺りまで、３つの気筒の図示馬力の間にさしたる差は見られなかった。むしろ、中央気筒の出力が左右のそれを若干下回っているケースも観察された。しかし、速度の向上に連れて信じ難いほどの不均衡が顕現していた。表 5-3 に示されるように、中央気筒の出力が跳ね上がって来ていたのである[72]。

表 5-3　No.2751 *Humorist* からサンプリングされた気筒出力データ

速度	カットオフ	気筒別図示馬力			合計
mph.	%	左側気筒	中央気筒	右側気筒	
43	30	463	513	527	1503
57	25	460	558	518	1531
63.25	20	394	547	472	1403
75	20	402	585	480	1437

Nock, *ibid.*,p.116 より。

[71] 弁式給油装置各種については機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、399~400 頁に記述されているが、同『最新 機関車検修工学』交友社、1940 年、400~403 頁の記述の方がヨリ詳しい。

[72] 申し添えるが、この時は機関車試験台が無いばかりにこんなテストをするしかなかったワケである。この方が生身のデータが得られるとは言え、煙室の前にインジケータを載せ、大きなカバーを被せてデータを採ったのであるから、御苦労なことであった。この種のテスト風景については cf. B.,Haresnape, *Gresley Locomotives*. pp.27(1925 年),143(国有化後)、J.,Bellwood & D.,Jenkinson, *Gresley and Stanier*. p.36(時期は 1934 年？), Nock, *The Locomotives of Sir Nigel Gresley*. pp.166~167(1953 年).

同書 pp.117~118 にはこの表に対応する分と、65, 60, 50, 35, 34%カットオフにおける比較的均等な動力発生を示す分とのインジケータ線図が収録されている。これら付き合わせると Nock が表にした数値に速度１箇所、出力２箇所、計３箇所の転記ミスが見られるので訂正した。Brown,*Nigel Gresley Locomotive Engineer*.p.179 にもこの原データを更に簡略化した表が掲げられているが、こちらの数値は正しい。

こうした発生動力のバラツキの要因として、関節部のガタと共に２：１レバーの剛性不足を指摘する向きもあった。しかし、これらの点について Holcroft は明確に否定し、次のように語っている。

> この種の弁装置を詳細設計した経験上、私はレバー類やブラケット類の剛性はあの程度の弁の運動に相当する負荷がかかっても、目立った変形を生じない程度のものであると言うことが出来ます。もし、何らかの剛性不足があるとすれば、それは他の部位に求められなければなりません。
>
> ３セットある弁装置は運転室にある逆転器のネジに結合されています。長い逆転棒に剛性不足の要因を求めることが出来るでしょう。
>
> 第３の弁の所では２つの１次弁装置の誤差が加算され、両者における運動の不規則性が倍化されるため、合成式弁装置においてはそうした変形が２倍になって現れます。逆転軸上に設けられた蒸気ないし真空作動の摩擦クラッチは長い逆転棒におけるこのような不整な挙動の幾分かを吸収することが出来ますし、L.N.E.鉄道の機関車の中にはこの装置の取付けられているモノも在ります。
>
> Southern 鉄道でインジケータ線図を採った経験に拠れば、左右気筒よりも大きな馬力を出すという中央気筒の特異性は新しいコンディションにある機関車においてさえ、顕著に認められる特性です。摩耗はこの場合、問題になりませんから、我々は他の理由を求めなければなりませんでした。それは合成による弁の運動は蒸気の進入に際してワイヤードローイングがヨリ少なく、排気に際しては背圧がヨリ小さくなるようなものとなり、同一カットオフにおいてはオリジナルのワルシャート式弁装置から得られるよりも“一層フラットな”インジケータ線図が得られる、ということでした。このことは速度が増し、カットオフが短くなるに従ってヨリ顕著となります。
>
> 合成式弁装置の異常な摩耗はメインテナンスがなおざりにされた場合にのみ発生し得ることです。この弁装置が“だらしなく”なっているとすれば、１次弁装置もまた“だらしなく”なっているものです(Brown, *ibid*., pp.179~180)。

つまり、ガタや変形云々ではなく、そもそも Gresley の合成式弁装置においては中央弁の加速度が大きな値を取るため、蒸気進入時および排気時の絞り損失が軽減され、中央気筒のインジケータ線図が太るという本質的な特性が在り、この特性は早いカットオフを行う高速運転時に目立って来る、というワケである。これではあたかも、中央気筒にだけポペットバルブが装備されているような具合である！

一方、かような技術論がどうであれ、戦時下においては日常の検修が確実に疎んじられ

て行き、給油も給脂も粗雑化を極めるに至った。信じ難いことであるが、戦時下、V2 や K3 の整備を担当していた Darlington 工場においては有火時に行われるべき弁装置のセッティングが無火時に、しかも有火時における弁心棒の熱膨張を全く斟酌せずに行なわれていた事実が判明した。これは Gresley をはじめとする Doncaster の技術陣が夢想だにしなかったことであった。それほどに意志の疎通が欠けていたワケである[73]。

また、煙室に溜まったシンダ(未燃焼の炭塵)の除去作業に際しては Gresley 弁装置の上に容赦なくシンダが振り撒かれ、その幾分かは関節部分に侵入した。コロ軸受の摩耗によって関節部のガタは増した。補修部品の入手難のため、一部にはコロ軸受からブシュへの置き換えも実施されたが、それによって早期摩耗傾向は一層助長されずにはいなかった。また、レバー自体の慣性力を軽減するため、これを箱断面を有する軽量構造のモノに改めることも検討されたが、"internal corrosion" を危惧してこの案は沙汰止みになった[74]。

そうした逆境の下、牽引重量は限界まで高められ、オーバーホール回帰は延長された。イギリスの蒸気機関車設計技術者が"Simple is best."という思想を顧るようになったのはかかる状況の帰結であった。

Gresley は合成式弁装置を守るため、これを気筒の背後に設置する Holcroft 流の、そして彼自身、かつて例外的に採用したことのある方式への転換を試みた。記念碑的機関車、No.461 を用いた実験は首尾よく運んだ。しかし、合成装置を後置し、かつケーシングに収容する改良方案は実験のみに終った。

A3 を用いた実験や Holcroft による Southern 鉄道での実験は戦前期になされた研究であったが、L.N.E.鉄道の 3 気筒機関車に関しては別の実験が、但し、G.W.鉄道の Swindon 機関車試験台を用いて国有化後の 1953 年にも行われている[75]。

この時、試験に供試されたのは V2 級 1C1 蒸気機関車 No.60845 であった。それはこの型式の機関車が 1946 年に煙室に改悪を施され、調子を崩していたため、その実態を見極め、是正策を探るためになされた台上試験であった。

試験の時点で No.60845 は全般検査後、僅か 4250mile(6838.25km)走行しただけのコンディションであった。この台上試験において No.60845 は A3 とは異なり、低速域から若干、中央気筒出力が過大となる傾向を示した。元より、摩耗の影響がそこで作用しているとは考えられなかった。

Holcroft はこの実験結果について次のようにコメントしている。

---

73 cf. Hughes,*ibid.*, p.181. 有火時における機関車各部の熱膨張の実態については後掲図 10-2 及び関連の本文記述を参照されたい。

74 Hughes, *ibid.*, p.181. "internal corrosion" というのも妙な用語であるが、恐らく Ni-Cr 鋼の短所の一つ、内部組織に潜む微小な亀裂を起点として進行する疲労破壊の謂いであろう。

75 戦後の実験については cf. Brown, *ibid.* pp.203~204, Nock, *The Locomotives of Sir Nigel Gresley.* pp.166~167.

中央気筒の不規則性は外側弁心棒の伸びから説明可能です。それは 700° F(371℃)の過熱蒸気に曝されています。左側弁心棒と右側弁心棒の線膨張により２つの量の合計だけ中央弁が変位させられることになります。疑いもなく、このことに対して幾分かの斟酌を加えておくことは Doncaster における中央弁のセッティングに際しての通常の措置ではありますが、そうであるとしても、それは V2 の場合にはその例外的に高い過熱度ゆえに十分ではありませんでした。

事情を更に悪化させたのは出力を抑えるため、中央気筒のラップを増大させたことです。その結果、リードが 1/8in.から 1/16in.に減少しました。熱膨張による変位はそれを更に減少させ、前部ポートにおいてゼロにした、あるいは恐らく負のリードにしてしまった。つまり、蒸気口の啓開はピストンが行程の一部を経過した後に行なわれたワケです。インジケータ線図はこの主張を裏付けています(Brown, *ibid.* p.203)。

一貫して弁心棒の熱膨張を重視して来た Holcroft らしいこのコメントは前部から過小出力が、後部から過大出力が発生するという中央気筒の「不規則性」の説明になっているようであり、必ずしもその総発生動力が過大となることの説明になっているとは言えない。

(4)Gresley パシフィックの戦後復活

1941 年、Gresley が没すると、その後を襲ったのは E.,Thompson であった。この人物は N.E.鉄道あがりの技術者で、V., Raven の弟子、しかも娘婿に当り、Gresley とは年齢的に近く、ライヴァル意識を絶えず燻らせていた。Gresley の死後、L.N.E.鉄道の蒸気機関車の脱･Gresley 化を急いだ彼は２気筒化、３連ワルシャート化、分割駆動化などの措置を次々に講じた。

この“分割駆動”は Gresley が好んだ“集中駆動”と対概念をなす。一般には分割駆動方式の軸受負荷の面における有利性のみが強調されている。しかし、３気筒機関車における両者の優劣という点からは看過されるべからざる今一つのポイントがある。

即ち、集中駆動の場合、不釣合慣性力の釣合わせは主動軸において完結する(無論これは完全バランスが成立する、との謂いではない)。ところが、分割駆動においてはこれが異なった動軸間で果たされねばならない。このため、分割駆動においては軸受･軸箱･台枠を通じた力の伝達経路が形成されることになる。

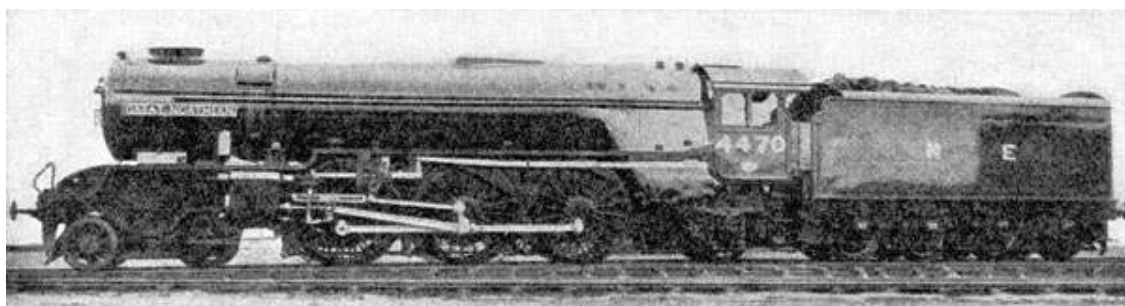
従って、使用中、必然的帰趨として動軸支持機構に摩耗によるガタが生成した場合、分割駆動の３気筒機関車はほとんどの場合において走りに落ち着きを失う(become rough riding)。これは分割駆動方式が抱える根本的欠陥についての経験知からする指摘である[76]。

Thompson は 1945 年、Gresley パシフィック１号機、No.4470(旧 G.N.鉄道 No.1470)*Great Nothern* に対する徹底的なリビルド実施した。彼は将来あるべき蒸気機関車像のモデルとしてこのリビルドに取組み、ボイラ圧を A4 並の 250psi に高め、気筒径を 19in.に縮小した。

[76] cf. J.,T., van Riemsdijk, *Compound Locomotives　An International Survey.* 1994, p.5.

１、２動軸分割駆動が採用され、主連棒の長さを揃えるため左右の気筒を後退させ、中央気筒は前進させた。このため機関車の全長は増した。煙室は延長され、そこに２本のストレート煙突が設けられた。弁装置は３連ワルシャートに改められた(図 5-11)。

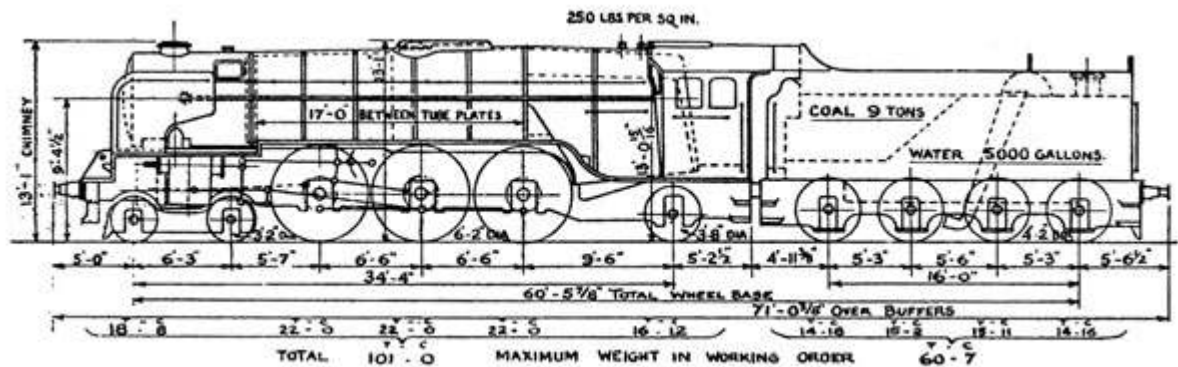
かくて、No.4470 には A1/1 という型式称号が与えられ、残余の旧 A1 は A10 と改称された(もっとも、それらが最終的にボイラ載せ替えによって A3 にコンバートされた点については上述した通りである)。

図 5-11　Thompson によって改悪された No.4470

A.,Morton Bell, *ibid.* Vol.II p.409

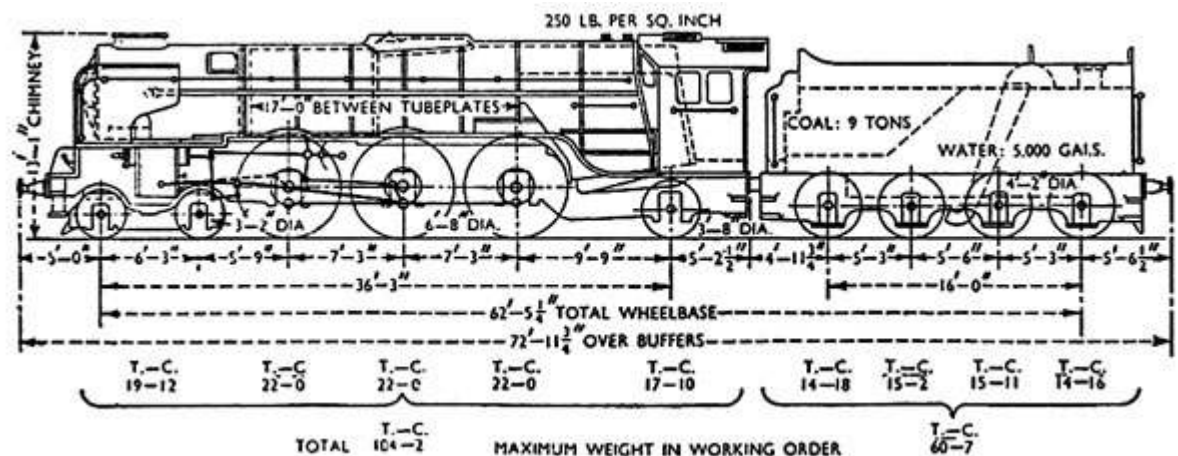
然しながら、A1/1 *Great Nothern* は惨憺たる失敗に終った。外側気筒の位置後退によって吐出管への排気管の延長が必要となり、排気抵抗が増したこともその一因と見られているが、ともかく、性能的に満足すべき点は何一つ無く、A1/1 の配属を受けた機関区は翌日、これを突き返したほどであった。

同じ頃、A4 の中央気筒の過大出力対策として、その直径を 17in.にボアダウンする安直極まる改造が４両に試みられた。しかし、この無思慮な改造によって起動時の牽引力は減退し、トルクのバラツキも目立つようになった。

A4 の“Side Valance”撤去を除き、Gresley パシフィックの改良にことごとく失敗した Thompson は 1946 年に退職した。その後任は Gresley の愛弟子、Arthur Peppercorn であった。彼は就任後、かの Spencer を自らの片腕として呼び戻すと共に、Thompson 流の A2/3 級機関車の製造中止を命じ、ヨリ伝統的な構造に改めた再設計版を 1947 年、２代目 A2 として登場させた(図 5-12)。この２代目 A2 は 15 両製造されている。

図 5-12　Peppercorn の２代目 A2

A.,Morton Bell, *ibid.* Vol.II p.442.

A2/3 級は 1C1 の Gresley V2 を 2C1 に拡大し、Thompson 化したモノで A2/1→A2/2→A2/3 と発展して来たクラスであったから、２代目 A2 も 250psi のボイラ圧と蒸気タービン発電機による前照灯とキャブ照明灯、動力火格子揺動装置など、近代化装備を有する３気筒パシフィックであったとは言え、その動輪径は 6'-2"(1880mm)に過ぎなかった。弁装置は３連ワルシャート、駆動は第１、２動軸分割方式であった。

図 5-13　Peppercorn の２代目 A1

A.,Morton Bell, *ibid.* VoL.II p.443.

その成功を糧に、1948 年、Peppercorn はイギリス国鉄の急行旅客用パシフィック、２代目 A1 を開発する。こちらは Gresley パシフィックと同じ 6'-8"(2032mm)の動輪径を有したが、19×26in.(482.6×660.4mm)というサイズの気筒、250psi.のボイラ等、主要部品の多くは２代目 A2 と共通で、弁装置、駆動方式も２代目 A2 と同じ３連ワルシャート、分割駆動方式であった(図 5-13)。

２代目 A2､A1 のボイラは戦後の炭質低下に対応するため広い火格子面積を有していた。

然しながら、それらは戦後の 1C1 機と共通品で蒸発量自体は大きくなかった。このため２代目 A2 といえども、気筒牽引力において Gresley A4 を約 5.5%上回ったものの、そして 10in.というピストン弁直径を有していたにも拘らず、絶対的な速度に関してはこれに匹敵するものではなかった。それでも、整備不良が祟って疲弊の極にあった A3 に代わり、２代目 A1 は多くの東海岸線の急行列車を牽引し、激しい蛇行動にさいなまれながらも時に 100mph の俊足を発揮した。

但し、ロンドン~エディンバラ間などの長距離高速列車は依然として A4 の活躍の場であった。国有化後の 1948 年には数次にわたり、408.5mile(657.3km)ノンストップなどという仕業も組まれている。これは A4 が持っていた“corridor tender”ゆえの機種選定ではなかった。テンダーなら改造も振替も容易である。新製したところで幾らもかからない。読者には今一度、Nock による回想を反芻して頂きたい。

文献にはこの当時の L.N.E.鉄道における蒸気機関車の全般検査回帰マイル数が紹介されており、これに拠れば戦後生まれの Peppercorn ２代目 A1 は流石に 93,363(150,221km)でトップを占めたが、Gresley A4 は２番手の 86,614(139,362km)を記録していた。これに対して Thompson の A2 は３番手で 85,671(137,845km)、Gresley A3 はこれに次ぐ 83,574(134,471km)であった[77]。

長距離優等列車牽引仕業中心であれば検査回帰マイル数が伸びるのは当然である。それでも、一見、旧態然たる合成式弁装置を備え、かつ戦時期に大きなダメージを被った、自動車で言えば低年式の Gresley パシフィック、とりわけ、この時期における A4 のこれだけの健闘は賞賛に値しよう。

1948 年、それまで共同管理会社として存続していた Big4(G.W.鉄道、L.N.E.鉄道、London Midland & Scottish 鉄道および Southern 鉄道)は国有化された。国有化直後になされた蒸気機関車の比較試験において、A4、即ち *Mallard* と代機、*Seagull*、*Lord Farington* は“中ビク”の整備不良……慣らし運転不足、“中ビク”キャップ･ボルト締付けトルク過大……のため、次々とメタル焼けのトラブルに見舞われ、その俊足を充分に発揮出来なかった[78]。

しかし、A4 は表 5-4 に示されるように、石炭並びに水の消費に関して、他の旧 Big.3 から推薦された機関車たちを概ね 10~15%も上回る最良の成績を示した。それは Gresley 流“internal streamlining”の勝利であった。

表 5-4　国有化後の 1948 年になされた比較試験における燃費、水費成績

データ／機関車	石炭消費率	水消費率
	lbs./hp･h	lbs./hp･h

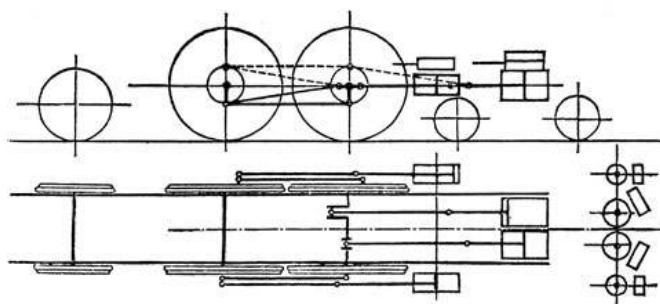
[77] cf.Brown, *ibid.*, p.198.

[78] なお、L.N.E.鉄道においては戦後、“中ビク”キャップの剛性アップと青銅製シムのスチール化が試みられていたが、比較試験供試車両には青銅製シムが用いられていた。Hughes, *ibid.*, pp.185,187.

G.W.R. “*King* ” 2C	3.57	28.58
L.N.E.R. “A4” 2C1	3.06	24.32
L.M.S.R. “*Duchess* ” 2C1	3.12	27.08
L.M.S.R. “*Royal Scot* ” 2C	3.38	25.81
Southern R. “*Merchant Navy* ” 2C1	3.60	30.43

Nock, *The Gresley Pacifics.*, p.209 より。

そうした中、A4 のアキレス腱＝“中ビク”の改造方案が浮上する。それは遠く 1903 年、G.W.鉄道がフランスから Glehn 複式４気筒機関車(2B1、図 5-14、参照)を購入した際、その内側気筒、主連棒大端部の設計に感銘を受けた Churchward によって彼の蒸気機関車設計に取り入れられた構造であった。

図 5-14　Glehn 複式機関車の下回り概要

森彦三・松野千勝『機関車工学』中巻、305 頁、第 271-273 図。

Glehn 複式機関車は 1889 年のパリ博にてデビューし、1891 年に改良され、その後も小改良が重ねられた。弁装置を４連備え、逆転機を高低２組有していたため、高・低圧気筒のカットオフを単独に調整出来た。弁はピストン弁ではなく、滑り弁であった。この手の複式機関車は牽き出し時には低圧気筒にも生蒸気を投入することにより、単式として運転された。森彦三・松野千勝『機関車工学』中巻、320~322 頁、参照。

Churchward は「外国の機関車技術に細心の興味を注いだほとんど唯一の技術者」と評されている。確かに、Gresley とは違った意味で彼は開明的な大家であった。

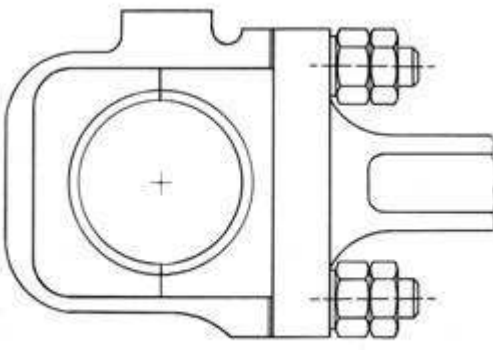
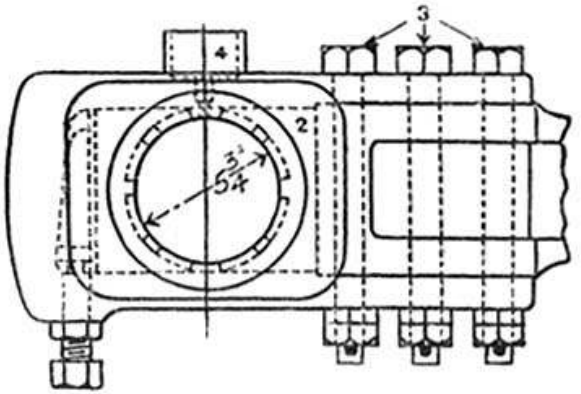
“Franco-Swindon pattern”とも“Churchward-de Glehn type”などとも呼ばれたその“中ビク”構造は至って単純で、主連棒大端部を「┣━」状に形成し、そこに半割の軸受金「【　】」を収容する「[＿」状の“ストラップ”を当てがい、２個のナットで固定するという到ってシンプルな、当時の舶用機関の連桿大端部に類似の構造であった。但し、後

者が“ ＝ （通しボルト２本）＋ ▍ 【¦】 ┣ ”といった構造を採っていたのに対し、“Franco-Swindon pattern”においては図から見る限り、ストラップ「 匚 」自体が異形の U ボルトをなしており、シンプル性、軽量性が徹底的に追及されていたようである。即ち、“ 匚 【 】 ¦ ┣ ”(図 5-15)。

図 5-15 “Franco-Swindon pattern”とアメリカ流の“open end”方式

A., Morton Bell, *Locomotives.*(London,1935) Vol.I, Frontpiece, J.,T.,van Riemsdijk, *Compound Locomotives An International Survey.*(Cornwall, 1994), pp.53,87,98 を参考に筆者作成。	森彦三・松野千勝『機関車工学』中巻、187 頁、第 746 図より。

他方、同様にストラップを使用しながら、これを主連棒中心線に直交するボルトで固定し、コッタで隙間調整を図る構造があった。これは 20 世紀初頭にはアメリカではごく普通に見られた、造り易さという点においては de Glehn 式を更に一歩前進させた構造である。C52 や C53 に採用されることになったモノはその洗練版に他ならない[79]。

また、フランスでは連接棒の端部を「━⊔」状に成形し、開いた口に「⊓」状のキャップを被せてボルト２本で止める“為せば成る”的構造のものさえ実在した。アメリカ式にしても、このフランスの例にしても、そのエッセンスはざっくばらんな、造り易く扱い易い構造、という点にあった。精度を徹底的に求めるならこんなモノより Gresley の設計が余程相応しい。

それはともかく、この“中ビク”構造は Churchward の後任、C.,B.,Collett から K.,J.,Cook へと伝承され、G.W.鉄道では充分に実績のある技術となっていた。それは Gresley の原型より造るにも、組付けるにも、調整するにも容易であり、とりわけ検修の場における作業

[79] アメリカの蒸気機関車の変遷については概説的写真集ではあるが、cf. E.,P., Alexander, *American Locomotives A Pictorial Record of Steam Power 1900-1950.*

性に優っていた。

Collett の高弟として旧 G.W.鉄道における技術トップの座を継いでいた K.,J.,Cook は国有化後の 1951 年、イギリス国鉄主任機械技師の地位に就いた。A4 の優れた資質を高く評価し、それを磨けば老兵が再び 50 年代の主役として返り咲き得ると確信していた Cook がこの要職に座ったことにより、旧 G.W.の技術が旧 L.N.E.鉄道の花形機関車、A4 に応用される機はいよいよ熟した。改造は 1952 年、Peppercorn A1 の改造を小手調べに、その成功の余勢を駆って多数の Gresley A4 に及んだ[80]。

軸受メタルも青銅半割の重厚な軸受金に 4 箇所、3/8in.(9.525mm)厚にホワイトメタルを鋳込んだ Gresley の極厚肉タイプから、ヨリ肉の薄いホワイトメタル＝二つ割スリーブ軸受で、上下 2 箇所の接合部には潤滑用のフェルトパッドが挟まれた構造のものに改められた。

もっとも、ここで“薄い”と表記したホワイトメタルは現在も舶用中低速ディーゼル機関の主軸受に用いられているのと同様のバックメタル無し、4.0~7.5mm 厚程度のベアリング･シェルに相当するモノであったようである。その製造は機関車工場や機関区での鋳込み→スクレーパによる手仕上に拠るのではなく、“完成メタル”として専門メーカーに委ねられるから、均質高精度な優良品を調達し易かったであろう。また、ホワイトメタルは銅合金や鋼材よりも熱伝導率が小さいため、なるべく薄くした方が放熱の点で有利である(極度に薄くすれば疲労強度も高まるが、行論とは無関係である)[81]。

Gresley の設計はこのようにしてヨリ容易に精度を保証出来、かつ冷却性に優れた設計に置き換えられた。決して Cook による改造は無限定に劣ったモノをヨリ高級･高精度な技術によって代替した、といった所作ではない。

またその一方で、Cook は Gresley タイプの改良“marine”型大端部を用い、G.W.流の

---

80 Cook と彼による Gresley パシフィック改造に関する業績については cf. Nock, *The Gresley Pacifics*. pp.236~249.

81 因みに、熱伝導率(単位 kcal/m･h･℃：1℃/m の温度勾配が存在する所で 1m² の面積を 1 時間に通過し得る熱量)は、軸受受金に用いられる前出、青銅鋳物 3 種の場合、銅合金にしては案外低く 39.6 である。鋼材の場合、純鉄なら 58 にもなるが、~0.5%C 炭素鋼では 46、1%C 炭素鋼では 39 まで下る。3.53%Ni、0.78%Cr、その他微量を含む Ni 合金鋼では 28.44 となる。これに対してイギリス規格の Sn 基ホワイトメタルのそれは僅か 22 に過ぎない。機械設計便覧編集委員会前掲『機械設計便覧』138、143 頁、日本機械学会『機械工学便覧』第 5 版、1968 年、7-87 頁、参照。

なお、鉛青銅･ホワイトメタル複合軸受の近代化版としては「グリッドメタルと称し、鋼裏金に銅または銀を電【気】めっき、圧延などによって密着させ、これに網目状の みぞ を切り、この間に PB 系合金を鋳込んで仕上げ、銅または銀の網目にバビットメタルを露出させる構構造のものも案出されている」(日本機械学会『機械材料〔金属編〕』下巻、1955 年、319 頁)。もっとも、こちらはホワイトメタルの低い熱伝導率対策でもあろうが、ケルメット、ないしトリメタルの代替物としての考案と見られるべきモノであり、かつ、アイデア倒れに終ったようである。

“薄肉”ホワイトメタル軸受を組込む実験も行っている。その結果、50,000mile(80,450km)走行後の摩耗が 0.004in.(0.1mm)という極めて良好な結果が得られた。かくて、彼は A4 の弱点が主連棒大端部軸受メタルの厚肉構造に起因する冷却不良によって招かれたものであるという事実をも解明した[82]。

Cook はまた、オリジナルの 3%ニッケルの Ni-Cr 鋼製主連棒、連接棒を炭素鋼製のそれに置き換えた。交換工事そのものは積年の使用による疲労破壊を危惧しての措置であったらしいが、平凡な炭素鋼で同等の強度を確保するため、それらの部品の断面積は増加せしめられた。この時、Cook は各クランクピン軸受の公差を詰める措置を講じた。バランシングの問題をどう処理したのかについては不明であるが、部品の重量増加と軸受隙間の減少とが相乗し、Gresley パシフィックにおける一つの音響的特質であったロッド類からの打音が解消された[83]。

---

[82] 機関車界においては大端部を割る設計でありさえすれば何でもかんでも“marine type”とか“marine practice”と称す慣わしであったかに見受けられる。例えば、Nock は Gresley の大端部元設計を“‘marine’ type”と述べ(*ibid.*, p.239)、Hughes もまたこの設計を“marine practice”に基づくもの、としている(*ibid.*, p.185)。A.,M., Bell も *Locomotive*. Vol.I, pp.93~94(Fig.25 and text)で“marine”type なる言葉を用いている。

しかし、これらはどれも正しい用語法ではない。とりわけ、Bell の掲げた設計例 D などは本稿における図 5-5 と全く同じ構造である。これや、Gresley のオリジナル設計のような入れ子式の、Güldner が受容可能な用語法を以って“verbesserten Marinekopf”として紹介したモノに対応する組立構造など、極めて例外的な存在に過ぎなかった。

そもそも、舶用蒸気機関にしばしば用いられた〝正調〟“Marine Type of Connecting-rod”とはロッドのクランクピン側端部が「T」型に成形され、この「T」とアウター･キャップとの間にスペーサを挟んで相対する半割の軸受金(ブラス)(内面にメタル)が２個挟まれ、２本のクランクピン･ボルトで全体が共締めされる構造を意味した(*Machinery's Encyclopedia*. 1929 ed. Vol.Ⅵ p.17)。即ち、“ ＿ (通しボルト２本)＋ ┃【¦】 ┣━ ”。

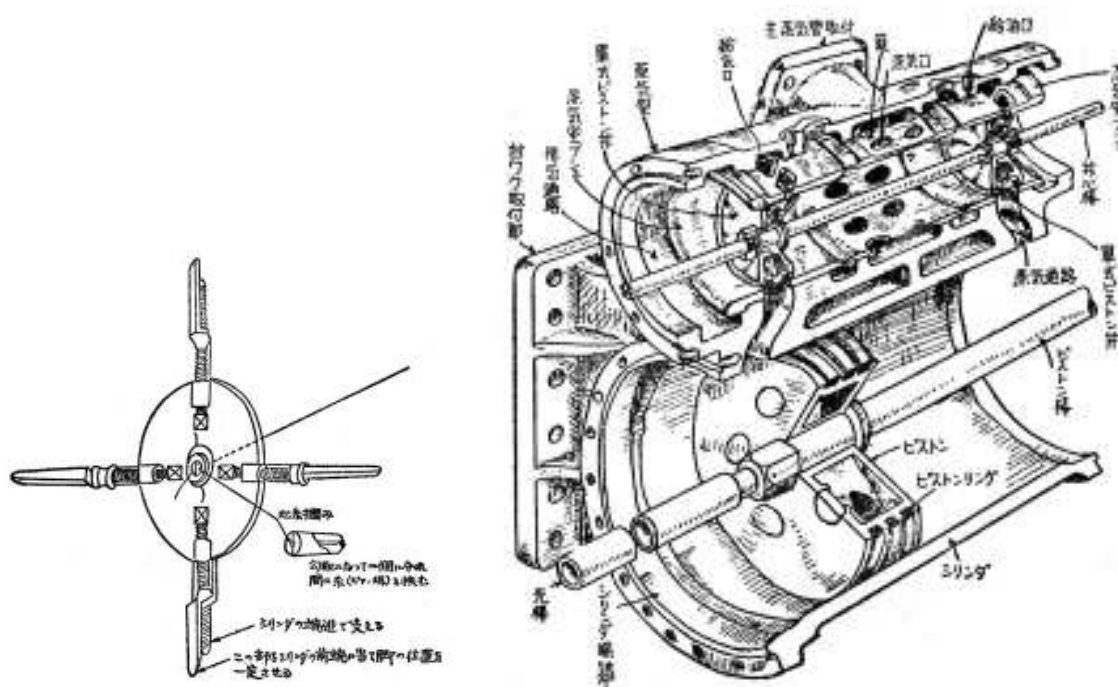
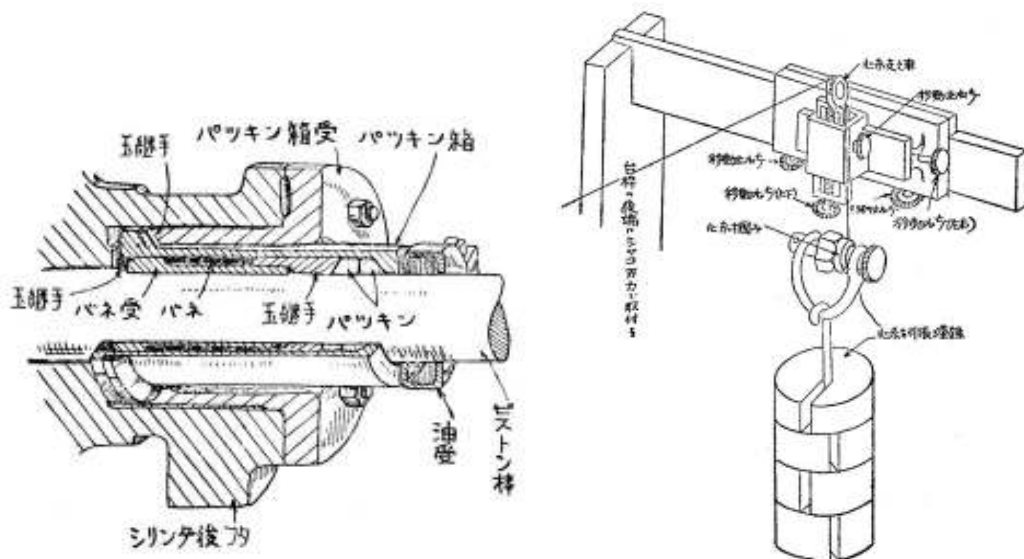
無論、古い書物を繙いてみても舶用機関全般にこのテの構造が用いられていたワケではないが、それでもこの“Marine Type of Connecting-rod”は現在の舶用中･大形ディーゼルの連桿大端部における「平割り３締め法」、即ち、「T」型連桿と上部軸受冠、下部軸受冠の３ピースから構成され、これらを別々の、あるいは共通の通しボルトで締結する構造＝“【¦】 ┣━ ”の先祖に当っている。

Gresley オリジナルの非ストラップ式分割型太端部は〝正調〟marine type や「平割り３締め法」より更に高度な２分割入れ子構造であった。

[83] cf. *Nock, ibid.* p.238. 平凡な炭素鋼、と述べたが、当該部位に使用される種類の機械構造用炭素鋼の C 含有率は 0.40~0.48%である。Gresley が用いた 3%Ni の Ni-Cr 鋼についてのデータは手許に無いものの、上記の通り、この種の機械構造用炭素鋼の熱伝導率が 3.5%Ni-0.78%Cr 合金鋼のそれより格段に高い点に鑑みれば、Cook によるこの改造は軸受の帯熱防止にも応分の貢献をなしたと結論付けることが出来る。但し、Hughes(*ibid.*p.74)のように疲労脆性を Ni-Cr 鋼に種固有の欠点として挙げるのは誤り。

とは言え、Cook は単に実績のある、御し易い技術を扶植しただけの技術者ではなかった。彼は 1952 年に開催された工作機械博覧会における展示品に目を留め、これを機関車修理の局面に応用している。それは気筒中心線に対する台枠サイドメンバの平行出しをピアノ線を張る従来の手法によってではなく光学的方法によって管理する“オプチカル･ツーリング”と呼ばれる技術であった。彼はその導入を通じて機関車修理における精度の水準を飛躍的に向上させた。

即ち、蒸気機関車にとって最も重要な気筒中心線と台枠サイドメンバとの平行出しは従来、次のようにして行われていた(図 5-16)。

図 5-16　気筒中心線と台枠サイドメンバとの平行出しの旧方法と関連部位･装置

なお、Ni-Cr 鋼は強靭であり耐熱性、耐食性も高いが、材料としてのコストが高い上に、難削材であるため加工費も嵩む。被削性は焼鈍によって増すが、その後の焼入れ、焼戻しの温度管理に厳格さが求められるため、気難しい材料ではある。

中井知義『最新 機関車修繕教範』交友社、1944 年、160 頁、第 145 図、161 頁、第 146 図、機関車工学会『新版 略図の機関車』交友社、1954 年、143 頁、第 122 図、205 頁、第 178 図。

気筒前蓋の取外し → 気筒前方“端逃ゲ”部への“中心求め器”(＋)取付 → 芯出し → “中心求め器”の芯に取付けられたピアノ線をピストン棒パッキン箱を通して後方に引出し、台枠後方に取付けられた“心糸支え器”(「)に張る → “心糸支え器”を調整してピアノ線をパッキン箱の孔の中心に合せる → このピアノ線を基準線として台枠サイドメンバまでの距離を測定 → 反対側でも同じことを実施 → 左右基準線(気筒中心線)間の平行度測定。

因みに、以上はわが鉄道省における実施方法であるが、その起源は勿論、イギリス辺りにあったのであろう。なお、最前動軸及び最終動軸位置で測った気筒中心線間距離誤差の工場修繕限度は 3mm で、これを超える場合、気筒の取付直し又は削正が行われた。修正後の平行誤差は 1mm 以下、と指定されていた。

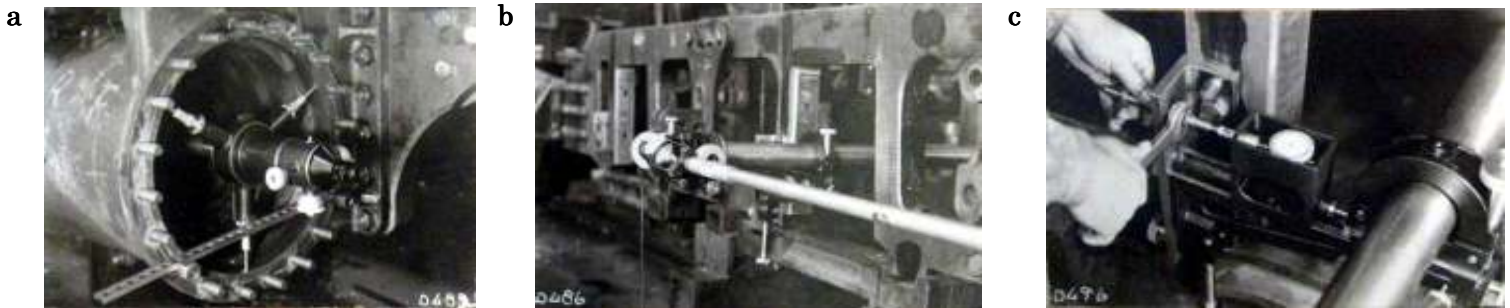
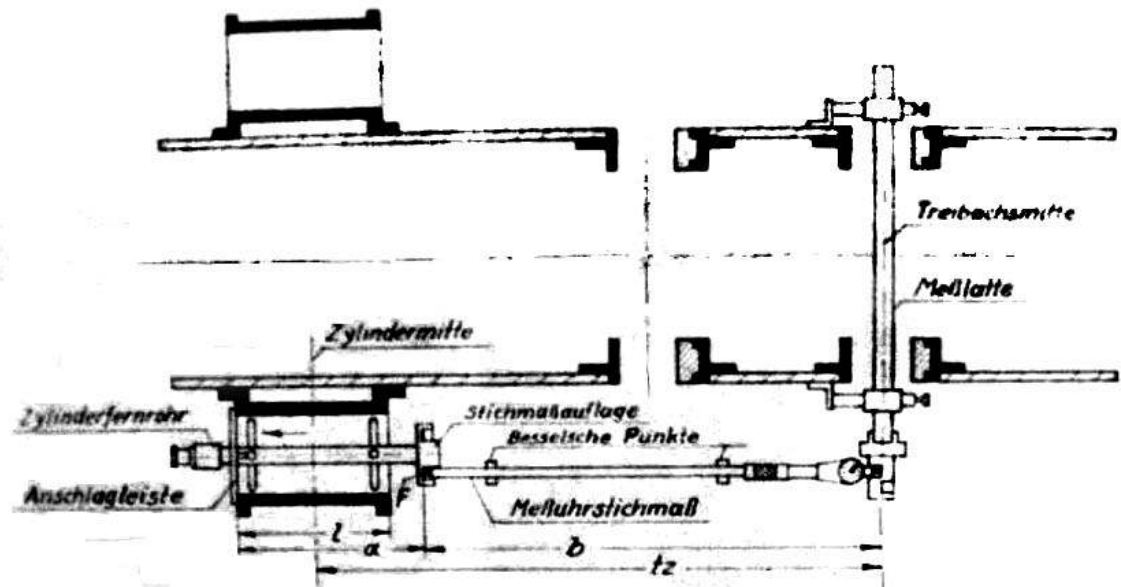
このように、非常に短い気筒全長に制約された基準線を用いて長い台枠とそれとの平行度を調べる測定方案となること自体は致し方ないことであるが、肝心の気筒前･後端部での芯出しはそれぞれ片パス、内パスを当てがい、目視によって最終確認を行うもので、如何せん不正確になりがちである。これを延長したものを基準線として用い、長い台枠をそれに合せて行くのであるから実にアヤフヤな測定作業であり、それだけに、要求精度が上のように唖然とさせられるほど低い水準にあったことも止むを得ない[84]。

これに対して、Cook によって導入された“オプチカル･ツーリング”とは、ピストン棒の位置に自動芯出し装置付の望遠鏡をセットし、各動軸軸箱収容部に前後位置指定用ゲージで定められた正確な間隔で反射鏡を取付け、照準して気筒中心線に対する台枠サイドメ

84 『最新 機関車検修工学』219~220 頁、中井知義『最新 機関車修繕教範』交友社、1944 年、159~161 頁、参照。

ンバの偏倚を測定する方法であった[85]。

イギリスにおける実施例についてはNockの著書を御覧頂くとして、ここでは、同じく戦後、国鉄鷹取工場にて実施された、ドイツ経由で日本に入ったと思しき類似の方式＝“ローククライン”(Rohrklein ?)の資料を引くことで、同方式についての説明に代えよう(図5-17)。

図5-17　国鉄鷹取工場における“ローククライン”(Rohrklein ?)の実施状況

本田邦康氏提供。

ドイツ語で表記されているのに板台枠というのも奇妙であるが、これは単なるイギリスにおける実施例についての紹介ではなく、機器の取扱説明書の類である。

気筒前蓋の位置に照準架をセットし、**a**：気筒望遠鏡(*Zylinderferurohr*)を挿入する。軸箱守に正しくセットされた定規(*Meßlatte*)上の目標を望遠鏡で照準し、気筒中心線と台枠との平行度を測定する。望遠鏡の先に軸ピッチ測定架(*Stichmaßauflage*)を取付け、**b**：ダイヤルゲージ式軸ピッチ度器(*Meßuhrstichmaß*)をあてがい、**c**：気筒中心から動軸中心までの軸ピッチ t_z を計測する($t_z = b + a - {}^{1}/_{2}\, l$)。

---

85 cf. Nock, *Gresley Pacifics*. pp.237~238.

この測定装置によって高められた組立精度を活かすため、Cook は Gresley 式弁装置を構成する部品の加工精度、嵌合公差を引上げさせ、接合部の軸受の隙間をより厳しいものに設定し直した。この変更の途上においては軸受の帯熱事故も発生したが、彼はこの問題を適切に処理し、Gresley 弁装置からガタを追放した。その結果、３気筒機関車のトレードマークとされたドラフトノイズの荒いシンコペーションは消え失せ、近付いて来る音でそれを識別出来る時代は過去のものとなったと述べても過言ではない、とまで伝えられている[86]。

もっとも、画一的な精度向上が全てを片付けてくれたワケではなかった。３気筒機関車のクランク車軸は遠心力とピストン圧力、慣性力によって変形させせられながらバネ上重量を支えつつ回転する。それを支持する軸箱は台枠の軸箱守によって支持されているが、そこに隙間、ガタの存在無くしては相対運動など覚束ぬ。そして、台枠自身はその重量に関する厳しい制約の下に設計され、それに作用する軌道由来の、あるいは走行状態由来の非定常的ストレスに翻弄され、捩れたり撓んだりしながらしかその機能を果たし得ない。

据付機関とは異なり、「不完全なる基礎の上に並べたる二本の軌条を頼」って走行するしかない機関車は所詮、それ自体の剛性も限られているし、軌道に大きな支持剛性を期待することも出来ない……と言うより軌道側からの支持剛性など半ば無きに等しい。そんなところでは杓子定規な力学談義など役に立たぬ。設計に当たっては摩擦やガタをも利用し、ストレスを巧みに受け流すヨリ高度な知恵が必要となる。それは“中ビク”設計一つを取ってみても同断であった。かような機微に思い到っていたからこそ、森らは「其の構造一見簡単なるが如きは寧(むし)ろ器械精巧の極にして無数の真理を其の内に含有するに依る」と喝破したと見る。

実は、旧 L.N.E.鉄道の蒸気機関車、即ち Gresley の作品の台枠には旧 G.W.鉄道の蒸気機関車のそれと比較すれば低目の捩れ剛性が与えられていた。これに気付かず、その近代化を急ぐあまり、組立精度引上げを図る目的で後者なみの軸受隙間が設定されたため、当初、車軸軸受において通常レベルを超える頻度の帯熱事故発生が観察された。Gresley 健在なり

---

86 cf. Nock, *ibid.*, p.238.

イギリス蒸気機関車最末期の模様を音で伝える argo record 制作の *“Power of Steam”* なる２枚組 LP レコード(GW(H)29, 30)が有り、日本ではキングレコードから『蒸気の迫力(英国の蒸気機関車)』のタイトルで 1969 年に発売されており、A3 や A4 をはじめ、当時の役者達の息遣いを偲ぶことが出来る。

この LP レコードを聴いてみると、Nock が注 41 の処で語っている「３気筒機関車のトレードマークとされたドラフトノイズの荒いシンコペーションは消え失せ、近付いて来る音でそれを識別出来る時代は過去のものとなったと述べても過言ではない」との言が強ち誇張ではないことが判る(もっとも、K3 あたりは依然としてシンコペーションを奏でていたのであるが)。

なお、付言すれば、ころがり軸受はラジアル隙間の大小によって等級区分されているが、隙間の大きさも要は適材適所であり、一律に隙間の小さいモノが高級品、というワケではない。この点はころがり軸受技術史に関する稿で再論する。

せば防がれたであろうこの難局は適正な軸受隙間の附与によって幸いにも克服された。やや力ずくとも見受けられる近代化の失敗を通じて、"無数の真理"の一つが再発見された[87]。

ロンドン~エディンバラ間のノンストップ高速列車の運行は1953年6月、ほぼ14年ぶりに復活し、*Elizabethan*と命名された。A4はその先頭に立ち、当初、6時間45分で組まれていたダイヤは翌年には6時間30分に短縮された。

イギリス国鉄は1955年に電化やディーゼル化を中軸とする大近代化計画を打ち出した。しかし、Cookの指導の下、1957年以降、A3に排気効率を増すKylchap 2本煙突化改造が実施されており、同じ改造は看板列車牽機としてのA4にも及んで行った。

"中ビク"のトラブルとGresley式弁装置に固有の問題が解消されたとあれば、老兵A4にとって障害など無きに等しかった。No.60003 *Andrew McCosh*は1957年に325tの急行列車を牽引して27mile(43.4km)の区間を平均97mph.(156.1km/h)で走り抜け、戦前期の最高速度に並ぶ107.5mph.(173km/h)をマークした。

1959年5月23日、1937年11月生まれのA4 No.60007 *Sir Nigel Gresley*はStephenson Locomotive Society 50周年記念のイヴェント列車、8両編成295tを牽引し、1/4マイルラップで線路側の許容速度110mph.(170km/h)を超える111mph.(178.6km/h)、瞬間最大112mph.(180.2km/h)の健脚を披露した。とは言え、機関士の運転は慎重を極め、無論、軸受の過熱などは発生しなかった[88]。

Gresley式3気筒機関車、A3やA4は戦後、新たな血を注がれることによって発展的復活を遂げた。その彼女たちも1960年代前半にはほぼその現役生活に終止符が打たれる時を迎えた。彼女たちに代って伝統の長距離特急列車の先頭に立った機関車こそが、かの歴史的ゲテモノ="*Deltic*"ディーゼル機関車に他ならない[89]。

しかし、その生涯の最後の最後まで、彼女たちは「老残」の境涯とは一切無縁であった。これを"イギリス国鉄における近代化の遅れの裏面"と評するのはた易い所作である。だが、それはこの令名夙(つと)に聞こえる蒸気機関車たち自身にとっては全く外生的な問題である。

---

87 cf.Hughes, *ibid*.,p.189.

88 このイヴェント列車の走行状況は無編集で上述の"*Power of Steam*"の冒頭を飾っており、当時の情景をイメージすることが出来る。

なお、このイヴェント列車の機関士の運転は慎重を極め、1/4マイルラップで線路側の許容速度110mph.(170km/h)を超える111mph.(178.6km/h)、瞬間最大112mph.(180.2km/h)の健脚を披露したにも拘わらず、A4 No.60007 *Sir Nigel Gresley*には如何なる部位にも過熱は発生しなかった。

89 *Deltic*機関車について簡単には拙著、『ディーゼル技術史の曲り角』信山社、1993年、201頁、『鉄道車輌工業と自動車工業』186頁、参照。

Ⅵ. Alco における Gresley 式３気筒機関車の開発

(1) New York Central 鉄道向けを中心とする Alco 製３気筒機関車群

欧州での３気筒機関車の成功に注目したのが第１次大戦後の不況に苦しむアメリカの２大メーカーである。Baldwin は３連ワルシャートの３気筒機関車をある程度の規模で製造したが､国内市場における実績は 1925 年の Belt Railway of Cicago 向け 0D0 入換機１両、1926 年の Denver & Rio Grande Western 鉄道向け 2D1 機 10 両、計 11 両のみであった。輸出用としては、Cia. Paulista de Estradas de Ferro 向けの４両を皮切りにブラジルの諸鉄道、タイ、フィリピンの鉄道向けの実績が記録されている[90]。

興味深いのは Baldwin が 1926 年、その累計６万台目の機関車を３気筒複式の実験機として完成させたことである。これは 2E1 の軸配置を有するモデルで、総重量 315t、牽引力 37t 余という堂々たる大型機であった。気筒寸法は全て 27×32in.(685.8×812.8mm)、即ち、中央が高圧で左右が低圧であった。

その弁装置は右側返りクランクによって中央気筒の加減リンクをも駆動させるタイプの３連ワルシャートであった。ボイラも斬新であった。火室は水管式(water tube firebox)で使用蒸気圧は 350psi(24.4kg/cm^2)に達していた。同社はこの“No.60000”を 1933 年まで、複数の鉄道会社に貸し出してテストを依頼した。もっとも、大方の予想通り、このテの設計が標準化することはなかった[91]。

対する American Locomotive Co.(Alco)は Gresley 式合成弁装置のアメリカにおける導入

---

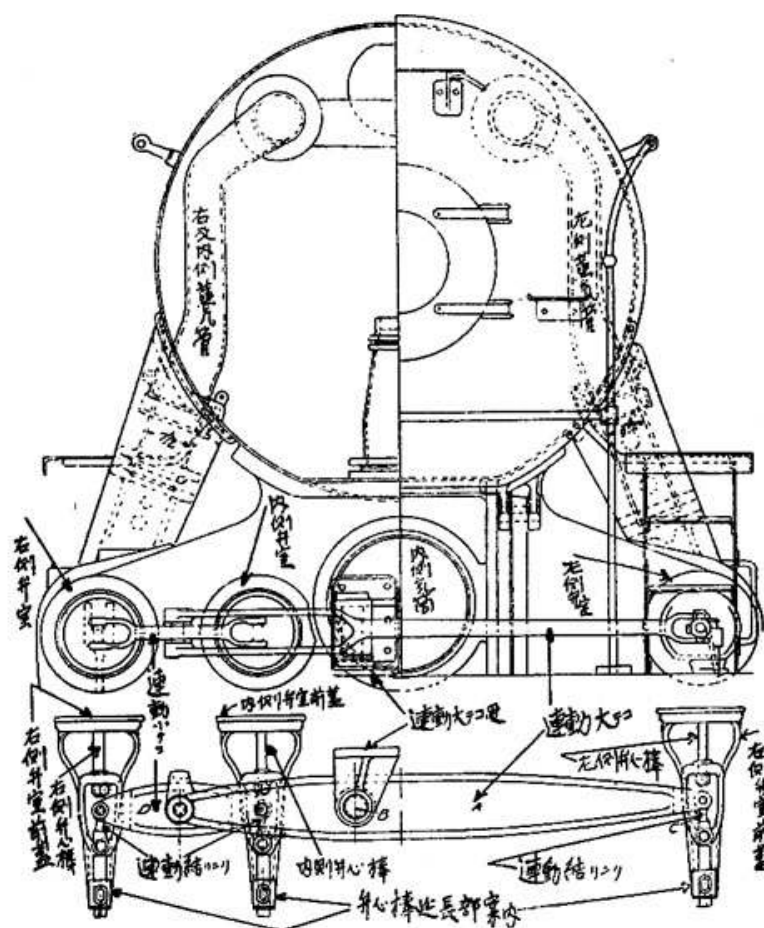
90 cf. A.R.A. *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.—1930.* pp.1391, 1395~1399, 川上『私の蒸気機関車史』下巻、335 頁。

なお、松原新司『蒸気機関車とともに』(国鉄九州総局内)国鉄動力車研究会、1972 年、29 頁に見られる、“Baldwin の 7900 型機関車は３気筒式で”云々の記述は 1892 年 Baldwin 製の筑豊鉄道 8050 型 Vauclain “デュープレックス”複式４気筒機関車(1C、１両のみ → 九州鉄道 79 号)を 7900 型とし、併せて３気筒とした二重の誤記である。もっとも、２気筒単式 1C 機 8000 型の造りの粗雑さや滑り弁であったが故の逆転操作の困難さに関する回想とともに、8050 が気筒牽引力過大で空転し易かったとの記述は起動時、低圧気筒に生蒸気を投入して気筒牽引力を稼いだ複式機関車の運転特性を伝える証言として貴重である。8050 は九州鉄道の国有化後、鉄道院にて単式２気筒に改造、8000 型に編入され型式消滅した。同じような改造例はアメリカでも観察されている。cf. E.,P., Alexander, *American Locomotives A Pictorial Record of Steam Power 1900-1950.* pp.24~25. Vauclain“デュープレックス”複式４気筒機関車等については補遺を見よ。

91 No.60000 については cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.—1930.* pp.263, 291 Boynton, *ibid.* pp.5~6,16~17,143~149, E.,P., Alexander, *ibid.* pp.148~149.

者であり、国内に計 173 両の３気筒機関車を送り出したその最大手製造家でもあった[92]。

　さて、Alco は Gresley 合成式弁装置の導入に際し、これに若干の変更を加えた。図 6-1 に示されるように、“連動大テコ”の形態が扁平な、笹の葉状を示すこと、“連動テコ”と弁心棒との連結が長短のロッドとクロスヘッドとを用いる Gresley の元設計(前掲図 5-2 とその注記、参照)に準拠しておらず、“弁心棒案内”と弁室前蓋上の“弁心棒延長部案内”並びに“弁心棒結リンク”とを用いる機構に拠っていること、この２点が Alco 製 Gresley 弁装置の特徴である。Alco 方式は給油箇所を前部に集中させる点で便利である。しかしその反面、Gresley の元設計のように中央気筒を後退させるには不向きな機構である。また、Alco 方式においてはテコ、リンクの接合部にブシュが用いられていたようである。

図 6-1　Alco 流の Gresley 式合成装置

92　西野『三気筒機関車の研究』の本文中に示す各参照ページの他、American Railway Association－Division V, Mechanical.ed., *Locomotive Cyclopedia of American Practice*. 7th. ed., pp.194~202、参照。Baldwin の国内向け納入実績、Alco と Gresley との関係については James E., Boynton, *4-10-2 Three Barrels of Steam*. Felton(California) 1973, p.112 及び p.3 にそれぞれまとめられているが、Alco と Gresley との契約の実態については不明。

西尾前掲書、42 頁、第 15 図。

東京鉄道局運転課改版『最新機関車綱要』東洋書籍出版協会、1934 年、16 頁、第 14 図においては弁装置のみが表示されている。この本は元々、名古屋鉄道局において編纂された機関助手見習、庫内手向けの教材で、これが各鉄道局の教材として好評を博したため、仙台鉄道局の「厳密なる訂補」の下で改訂版が流布し、更に東京鉄道局が改訂増補してこの形に落ち着いたもの。

井口裕太(仙台鉄道局教習所専修部機関士科講師→満鉄)『ポケット型機関車図解』私家版、1936 年、258 頁、第 178 図もこれとほぼ同じ。なお、井口のこの本は刷を重ねた上、姚賓埼訳『袖珍機関車図解』として 1938 年に出版されている。

Alco における Gresley 式３気筒機関車への取組みは 1922 年９月に実施された New York Central 鉄道の L-1 *Mohawk* 級 2D1 客貨両用機、L-1a No.2568(1917 ないし'18 年 Alco 製造)の２気筒から３気筒への改造を以て始まった。ボイラはヨリ大きな伝熱面積を持つものに載せ替えられ、使用蒸気圧は 190psi(13.3kg/cm^2)であった。煙室は排気体積の増加と下部容積の減殺を補うため、前方に 558.8mm 延長されている。これに合せて従台車の位置は若干、後退させられた。

図 6-2　No.2568 のクランク車軸

A.R.A., *Locomotive Cytclopedia 1925*. p.586 Fig.1366.

駆動は第２動輪を主動輪とする集中駆動方式で、クランク車軸はアメリカでは一般的な組立型。12φ×$7^{1}/_{2}$in.(304.8×190.5mm)という大きなサイズを有する中央クランクピンへの

潤滑のため、図 6-2 にも示されているように車軸、クランクアーム内に孔を穿っておき、硬質グリースを内側から軸受摺動面に送る内部給脂方式が開発された。中央気筒軸の傾斜は 8.5° と大き目で、気筒サイズは 28×28in(711.2×711.2mm)から 25×28in.(635×711.2mm)へとボアダウンされた。

この３気筒化により 155.3t から 166.3t へと 7%の機関車本体重量増加を見たが、最大図示出力は 2683hp から 3400hp へと 26.7%も増大した。これにより牽引力は 23.1t から 29.0t へと向上し、燃費も 10~16%改善されたという[93]。

この改造は一応の成功であったと見え、1924 年１月、Alco は L-1a No.2569(同年 Alco 製造)の３気筒化改造を請け負うこととなった。No.2569 の改造に際してはボイラ載せ替えや下回りの設計変更はなされなかった。

この２両の３気筒機関車はスムーズな走行性と他の L-1 に優る牽引性能を発揮した。しかし、N.Y.C.鉄道は検修に手の掛かる３気筒を本命視しない決断を下し、1925 年投入の後継機 L-2 はシンプルな２気筒機となった。この２両の３気筒改造機関車は 1936 年に廃車となっている[94]。

N.Y.C.鉄道における実績を端緒として Alco は Gresley 式３気筒機関車を米国内および発展途上国の鉄道向けに大いに売り込もうと企図した。その早い成果の一つが、1923 年から'24 年にかけて、アメリカ、Lehigh Valley 鉄道に収められた、N.Y.C.鉄道の２両とほぼ同格の 2D1 急行貨物機６両であった。

この燃焼室付きボイラと分割駆動方式(左右は第３、中央は第２動軸)を有する３気筒機関車と従来の牽引力 28.5t の 1D1 機関車とを４‰勾配区間で比較テストしたところ、従来の２気筒機関車の 3250t に対して牽引力 29.3t の３気筒機関車は 4500t の列車を牽引出来た。また、表に示されるように、２気筒の 1E1 機関車との比較も行われた(表 6-1)。

表 6-1　Lehigh Valley 鉄道における機関車比較データ

気筒数	軸配置	ブースターの有無	牽引力 t	牽引重量 t
2	1D1	ナシ	26.7	3000
2	1D1	有	31.3	3500
2	1D1	ナシ	28.5	3250
2	1D1	有	33.1	3750
2	1E1	ナシ	32.9	3500
3	2D1	ナシ	29.3	4500

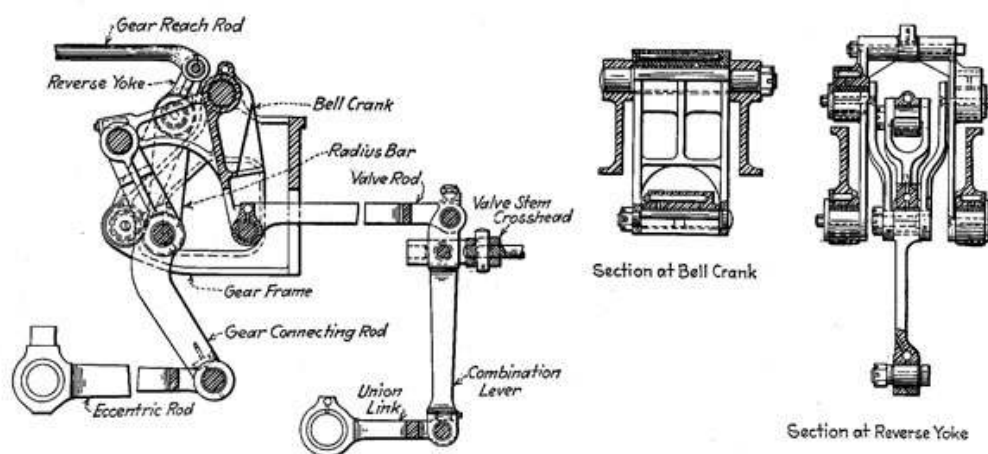
西尾『三気筒機関車の研究』26 頁、第二表。

93 西尾『三気筒機関車の研究』24 頁、成田前掲「プロの見た C52 形機關車」、参照。

94 cf. A., Staufer and E.,L., May, *New York Central's Later Power 1910-1968*. pp.212~215, 218, 224.

その後、Alco は多くの４動軸３気筒貨物機関車を製造したが、1925 年には Belt Railway of Cicago 向けに 0D0 の入換用３気筒機を１両、1926 年から’27 年にかけては New York, New Haven & Hartford 鉄道に入換用３気筒 0D0 機関車を 16 両、1927 年には Indiana Harbor Belt 鉄道向けに入換用３気筒 0D0 機を３両、更に、製造年不明ながら Alton & Southern 鉄道向けにも入換用３気筒 0D0 機１両を納入している。それらは Baldwin による１両にも増して、極低速における牽引力が大きい３気筒機関車の特性が貨物機や入換機にも好適であることの証しであった。

上に見た Indiana Harbor Belt 鉄道は実のところ、N.Y.C 鉄道の子会社であった。ここに 1927 年に納入された３両は U-4a 級と称し、入換用 0D0 型機関車としては世界最大級の作品であった。機関車本体重量は 133.2t に達し、製造当初はテンダー・ブースターまで備え、総牽引力 40.5t、機関車本体牽引力 34.3t を誇った。ボイラ圧は 200psi(14 kg/cm²)。分割駆動方式で、第３動軸を駆動する左右気筒は 23½×32in.(596.9×812.8mm)、第２動軸を駆動する中央気筒は 23½×28in.(596.9×711.2mm)というサイズであった。

図 6-3　Baker 式弁装置

Wood, *ibid.*, p.258 Fig.119.

ベイカー式弁装置はワルシャート式弁装置における加減リンクを“Gear Connecting Rod”に置換え、関節部を増やした代りに加減リンクと滑子(図 9-10、参照)という摺動部品を排除したその改良型で、精度、耐久性が改善されている。関節部の数は増えているが、時代が下ればそこに針状コロ軸受が用いられるようになって行った。

U-4a 級の弁装置はベイカー式(Baker, 米、1903 : 図 6-3)であった。N.Y.C.鉄道においては逆転操作の頻繁な入換用機関車の弁装置として 1913 年以来、耐久性に優るこの弁装置が使用されていた。しかし、それ以降におけるベイカー式弁装置の本線用機関車への順調な普及とは対照的に、この種の Alco 製３気筒入換機の方は大恐慌以降はほとんど後が続かなかっ

たようである[95]。

また、1930 年の４月から５月にかけて、Timken-Alco のコロ軸受実験 2D2 機“1111”(Four Aces)の本線上での試験を引き受けた N.Y.C.鉄道は、これに先立つ 1929 年、同じ 2D2 の車軸配置を有する高圧実験機“No.800”を Alco に対して発注していた。Alco と Superheater Co.の協力によって製造され、1931 年９月から台上試験および運行テストに入った“No.800”は後年の２気筒機、Niagara を先取りしたような堂々たる機関車であったが、その中身たるや、Baldwin の“No.60000”に輪をかけたような野心作、ゲテモノであった[96]。

ボイラは“Elesco multi pressure system”を具体化した２段圧方式で、直接燃焼熱を受ける火室は閉鎖サイクルをなす水管によって構成された。この水管には蒸留水が満たされ、内部の蒸気圧は 1300psi(91.3kg/cm²)にも達した。ボイラ高圧段にはこの水管の一部がコイルをなして導かれ、そこに封入されている熱媒体と周囲の水との間で熱交換が行われた。火焔からの直接の熱伝達は無いと説明されているが、煙突は普通通り前に在った。それでいて、煙道がどうなっていたのかについて不明なのは遺憾である。

圧力 850psi(59.7kg/cm²)に達する高圧段ボイラの蒸気は過熱後、中央の高圧気筒(13¹/₄×30in.[336.55×762mm])に導かれた。

高圧気筒の排気は低圧段ボイラにおいて水管からの熱で再熱され、250psi(17.6 kg/cm²)に昇圧されて左右の低圧気筒(23×30in.[584.2×762mm])に供給された。駆動は第３動軸の集中方式であった。

同じ２段圧方式は Canadian Pacific 鉄道の機関車(1E2)にも試験的に採用されたという。しかし、大方、予想されるであろうように、それらの性能は現実には誠に貧弱で、開店休業状態に陥った挙句、“No.800”は 1939 年８月、カナダの類似品も 1940 年には屑鉄となっている。そして、N.Y.C.鉄道における３気筒機関車は以上の７両に止まった。

２大メーカーがかような道楽にかまけている間に、GM と GE とのコンビによる本線用ディーゼル･エレクトリック機関車の開発が着々と進んでいた事実については多言するまでもなかろう。

---

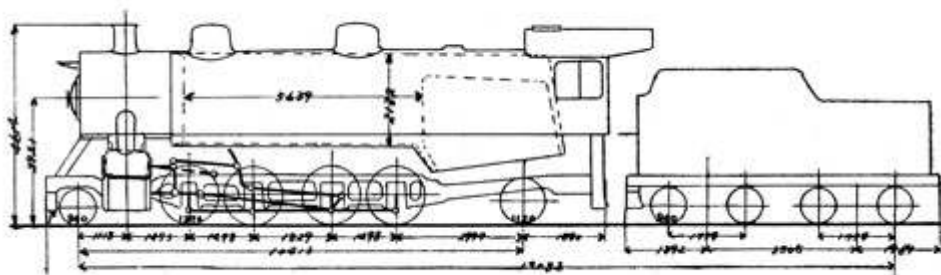
95 cf. *ditto.*, pp.26, 28, 36, Boynton, *ibid.* p.112. なお、ベイカー式弁装置は当初、トラクターに用いられ、蒸気機関車に採用されたのは 1908 年頃であった。それははじめ、Baker-Pilliod 弁装置として知られたが、1910 年より Baker 式弁装置と呼ばれるようになった。cf. Wood, *ibid.*, pp.257~259.

96 “1111”(Four Aces)については cf. B.,H.,Pruitt, ***TIMKEN** From Missouri to Mars ― A Century of Leadership in Manufacturing*. Boston 1998, pp.96~101, 拙稿「鉄道車輌用ころがり軸受と台車の戦前戦後史」(近刊)、“No.800”については cf. Staufer and May, *New York Central's Later Power 1910-1968*. pp.251~252.

なお、A.,W., Bruce は既に 1928 年５月時点で水管式火室を有し、1000psi.(70.2kg/cm²)の高圧蒸気を用いる３気筒複式機関車の近い将来における実現についてほのめかしていた。cf. Bruce, K.O.訳 前掲「燃料節約と機関車」(『業務研究資料』第 17 巻 第１号、1929 年).

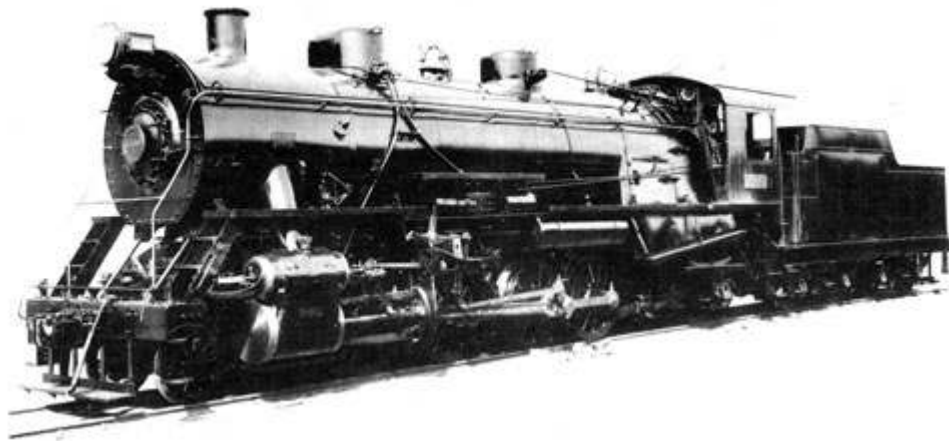
⑵満鉄ミカニ

N.Y.C.鉄道、No.2568 の好成績や Lehigh Valley 鉄道における比較試験成績を承け、南満洲鉄道(満鉄)は 1923 年、Alco に５両の 1D1 型３気筒機関車を発注した。翌 1925 年４月には初号機が完成し、10 月には沙河口工場にてアジアで初の３気筒機関車にして満鉄最後の輸入機関車ともなる５両の機関車が組み立てられた。これが満鉄ミカニ型蒸気機関車(図 6-4, 5, 6)である[97]。

図 6-4　満鉄ミカニ型蒸気機関車型式図

西尾前掲書、巻頭グラビアより。

総重量 177t、機関車重量 115.8t、最大軸重 23.24t、動輪上重量 84.3t、動輪径 1372mm、気筒寸法 22$^{1}/_{2}$×26in.(572×660mm)、使用蒸気圧 180lb.(12.7kg/cm^2)、最大牽引力 25.7t、製造は 1924~'31 年。製造両数 41 両。

図 6-5　満鉄ミカニ型蒸気機関車

97　ミカニに関する事蹟については西尾『三気筒機関車の研究』148~162 頁、市原善積･小熊米雄･永田龍三郎･安養寺脩編著『南満州鉄道　「あじあ」と客車のすべて』誠文堂新光社、1971 年、118~122 頁、同『南満州鉄道　鉄道の発展と蒸気機関車』1972 年、167~169 頁、田邊幸夫『大陸の鐵輪』エリエイ、2003 年、142~147 頁、満鉄会『満鉄四十年史』吉川弘文館、2007 年、参照。

西尾前掲書、巻頭グラビアより。

満鉄ミカ=型はそれまで使用されていたミカィ型 1D1 機(1918 年、Alco 製 25 両ならびに満鉄沙河口工場、汽車製造、川崎造船による模倣国産化 45 両)に代り、撫順炭鉱の重量石炭列車を牽かせるために発注された３気筒機関車であった。時は恰も、満鉄の直営になる日本帝国主義による大陸資源収奪の象徴＝撫順炭鉱が近代化を進め、“東洋一”と謳われる威容を備えるに至った時期に当る。

折しも 1919 年、満鉄は重量石炭列車を運行させる連京(大連~新京[長春])線、上り線(大連向け)において 40kg レールから 50kg レールへの交換工事に着手していた。1926 年に完成したこの軌道改良工事は、ミカ=として誕生する大形貨物機と、それに牽引される重量石炭列車を通すための措置に他ならなかった。また、撫順に近い貨物集散地、蘇家屯には 1932 年９月、東洋一の規模を誇る蘇家屯機関区が設けられ、ミカ=は大連及び蘇家屯機関区を根城に活躍して行くことになる[98]。

優良炭として知られた発熱量 6810kcal/kg の撫順有煙瀝青炭は 7270kcal と更に高発熱量の大同炭(山西省大同炭鉱)と共に、満鉄のみならず日本内地にとって不可欠なエネルギー資源

---

98 撫順炭鉱開発史については村串仁三郎『満州への石炭技術移転と労働力』国際連合大学、1981 年、参照。

原田勝正『日本の中国東北支配における鉄道の軍事的利用――日本における鉄道の軍事的利用に関する研究(1)――』日本経済評論社、1999 年、41 頁に拠れば、1939 年に満鉄は連京線レールの 60kg 化工事に着手している。

であった[99]。

満鉄の元機関士、松浦久男は長い焔を出して燃え、灰分含有率の低い撫順炭について、

炭質上から私たち機関車乗務員は、撫順炭に対して、他のいかなる石炭にも勝るものとして、神がかり的な信頼をおき大事にしていたものであった(松浦久男「私は満鉄の機関士だった(1)~(5)」『蒸気機関車』1967年12月~1968年4月、の(3)、より)。

と回想している。

他方、鉄道省から満鉄に転じた熊谷孫惣も、

満鉄は良質の石炭を使っていると思っていたが、案に相違して粗悪であった。粉炭の中に、石ころのようなボタが混入し、とても機関車用に使えるようなものではなかった。こんな石炭で、超特急「あじあ号」を飛ばし急行「はと」を走らせていた(熊谷孫惣『SLへの挽歌 ロマンで綴る国鉄、北支、満鉄編』私家版、1983年、93頁)。

と回想しているから、撫順炭は満鉄でも貴重品扱いされていたのであろう。

満鉄をはじめとする大陸の鉄道において多数を占めたのは無論、現地人職員であるが、1937年秋から'39年にかけて日華事変の輸送応援のため、鉄道省から多くの乗務員が派遣された。中には熊谷孫惣のようにそこでの体験を経て、あるいはそれとは別に、国鉄を捨て、大陸に新天地を求めた職員たちも少なくなかった。熊谷は鉄道省の見習機関士から満鉄機関助士に転じ、機関士を経て検修員となり、給油担当の助役に抜擢され、敗戦後は据付ボイラの主任技師として活躍した。これに対して、松浦は当初から満鉄で機関助士を経て機関士となり、戦後、国鉄機関士、新幹線運転士に転じた(松浦、同上(1))。

撫順炭や大同炭は鉄道省の蒸気機関車にも使用された。中野重治はその作品の中で福井機関庫の機関助手 鈴木民治の9600型機関車乗務の一コマを次のように描いている。

前はよく撫順炭や夕張炭が来たものだつたが今は来なかつた。消費成績をやかましくいふやうになつてからの松浦炭は実にひどかつた。燃えつきはわるい、塊炭は石のやうに固い、細炭をくべればたちまち粘る、燃えたあとまで元どほりの形でアツシユが残つて何度も火床換へせねばならぬ……

鈴木は腕(ワン)ショベルに掬って火床へくべた。やけに重い。しかし蒸気はちつとも騰らぬ……

---

99 なお、石炭はその塊の大きさや採炭後の時間経過によって異なった発熱量を示す。6810kcal/kgは樽谷一郎『改訂 蒸気機関車運転理論』江島日進堂出版部、1936年、5頁、第3表より。撫順炭の発熱量として6680(切込)、6970(塊)、6710、6767、6870、6960、7070kcal/kgといった数字も見出される。7070は生産技術協会『実用工学便覧』山海堂、1951年、380頁、より。6680(切込)、6970(塊)は井口『ポケット型機関車図解』370頁より。6870は武井明通『機関車操縦法』(通文閣、1934年改訂版)、15頁より。別の資料に拠れば、鉄道省が運転用に使用していた撫順炭の発熱量は6710kcal/kg。これに対して夕張炭は6450~7480kcal/kg、松浦炭のそれは5420kcal/kgであった。機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』下巻、5~7頁、参照。

「ああ、夕張、撫順……」

烏の羽根のやうな色、上品な光沢、それらをさらつとくべる気持ち良さを思ふと、こんなやくざものは雪の中へほうり出したくなつて来るのだつた(中野重治『汽車の罐焚き』小山書店、1940年、104~105頁、ルビ引用者)。

この時、鈴木は「松浦二千二百キロを積み、第一混合といふ割りにいいのを八百キロ積」まされていた。関連部分の叙述に機関庫、主任などとあるところから、時期はそれらが機関区、区長と改称される1936年9月より前、この後に現れるガソリン動車の配備云々の記述から早くても1933年下半期以降である。

この頃から鉄道省における石炭事情がかような窮状を呈していたという記述にはやや意外との印象を抱かれる向きも多いかも知れない。

しかし、鉄道省は昭和恐慌期、財政危機に瀕し、職員の減俸措置を断行する一方、最下級の線路規格「丙線」を下回る「簡易線」を制定、1932年にはこの簡易線用の機関車C12型制式化に追い込まれているほどであったから、この炭質切り下げは本省幹部＝点取り虫たちによる行き過ぎた、即ち労働強化など屁とも思わぬ経費抑制策の一環ではあったにせよ、切実な財政建直し策でもあった。

戦時下、国鉄の厳しい燃料事情は選択の余地なしに加重されて行く一方となった。また、戦後の撫順炭移入途絶は国鉄における極度の石炭不足ならびに炭質低下の一大要因ともなって行った。

戦後復興期、国鉄、それもローカル線沿線で育った少年達にとっては機関助士が焚火に苦闘する過程で線路上に落失させた石炭を風呂の燃料の足しにするために拾って歩くことが日課であり仕事であった。「艶のある軽い石炭が目当てで、くすんだ重いモノには目もくれませんでした。良い石炭には“黒いダイヤ”と呼ばれるのが頷けるような何とも言えない艶がありました」。これは予讃線沿線、松山近郊での少年時代を懐かしむ一老人の回顧譚である。

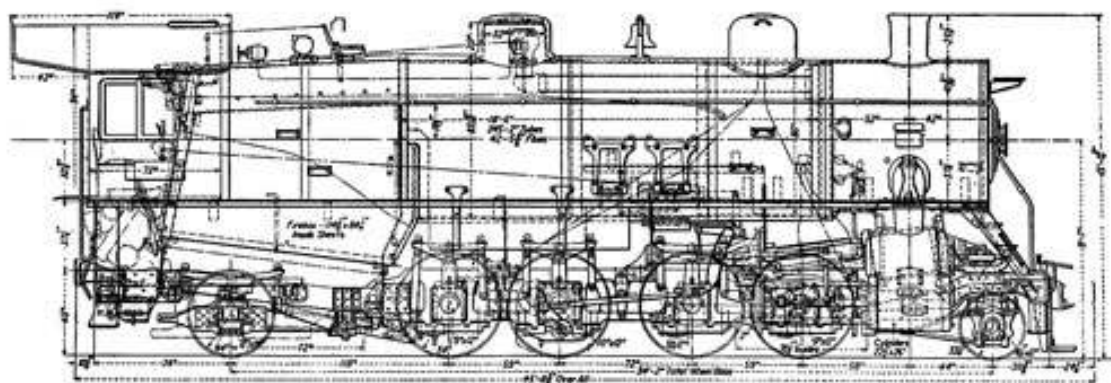
さて、大陸石炭資源収奪の牽引車としてこの世に生を享けたミカ=なる機関車はアメリカでも単式3気筒機関車が未だ珍しかった時代の産であった。このため、ミカ=は母なるAlcoの手によって完成と同時に様々なテストに供され、その結果は公開された。試験の中にはG.E.で完成したばかりのMexican鉄道、勾配線区向け回生ブレーキ付3000V直流電気機関車1000型(140t B_0-B_0-B_0)を文字通りダイナモメーターカー(試験車)として用いた前後65回にも及ぶ動力性能テストも含まれた。

それによってミカ=が同サイズの2気筒機関車に比べ、気筒牽引力において17%、出発から10km/h以下の極低速時の牽引力で20%、61km/hでの走行中における牽引力では12.5%優ると確認された。

また、動輪径 54in.＝1371.6mm と、関ヶ原(旧線)で“つばめ”補機に起用されながら、しばしば「ブラ下が」りを演じた D50 にも増して短足の機関車であったにも拘らず、ミカ=は最高速度63mph(101.4km/h)を記録した。これは動輪径in.=最高速度mph(Diametral

speed : 54mph=86.9km/h)とするアメリカの常識に照らし、顕著な高速性能と認められた[100]。

図 6-6 はミカ=の全体透視図である。ボイラはストレート･トップと呼ばれる缶胴部と火格子面積 6.25m² の広火室を有し、K4s をはじめアメリカ機によく見られるように、外火室天板は後すぼみの円錐面をなしている。

図 6-6 ミカ=の全体透視図

西尾前掲書、第 70 図。

補機としては自動給炭機、動力火格子揺動装置、動力焚口戸、動力逆転機などが備えられていた。

その下回りは図 6-7 に示される通りであった。また、気筒ブロックをこのように“右側＋中央”と“左側”との２分割とし、ボルトで結合するのは Alco においては通常の選択であった。

３気筒機関車の中央気筒の軸は若干、水平より起きているため、そこからの駆動力は中央クランクピンの位置により主動軸軸箱に対して鉛直下向きの分力を作用させる。これを受けるべく、ミカ=の主動軸軸箱には３気筒機関車に固有な今一つの仕掛けである“補助受金”が装備された。これは確かに矮小なモノではあるが、設置する以上は“受金”及びそれ自身の摩耗に対する調整が必要となる。ミカ=においては添え図のように、主軸箱の前後設けられ、下からネジで調整するタイプのそれが与えられていた(井口前掲『ポケット型機関車

100 鉄道省においては、$V_{max(km/h)}=n(rpm.)\cdot D_{(m)}/5.31$ とし、D 型機においては $n=260$ と定められていた。この伝だと、ミカ=の最高速度は 67.1km/h という更に低い値となる。付言すれば、C 型機においては n＝320 とされ、1750mm 動輪の旅客機でその最高速度は漸く 105.5km/h となる。

また、鉄道省においては経済速度 V_e(km/h)に関して Bauer-Stürzer の式、$D_{(m)}=0.21\,V_e^{0.5}$ が目安とされていた。ミカ=の動輪径なら V_e ＝42.6km/h、1750mm の動輪径なら 69.4km/h となる。多賀祐重『鉄道車輌』75~79 頁、参照。

図解』195 頁、第 130 図も同じ)。

第２動軸の屈曲は中央主連棒との干渉回避策である。

主連棒の太端は左右、中央共にオープンエンド＋ストラップ方式であり、何れのロッド部もズン胴(幅 6in.[152.4mm])である。

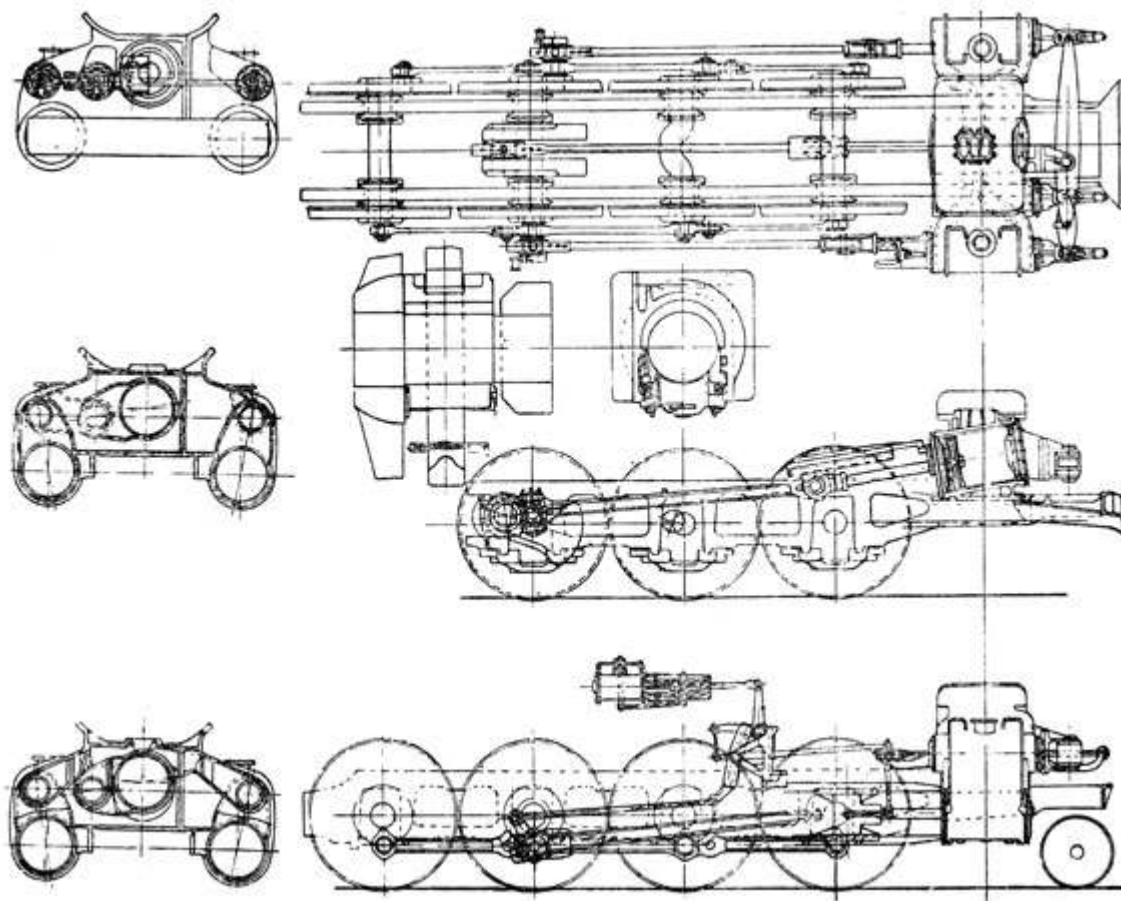
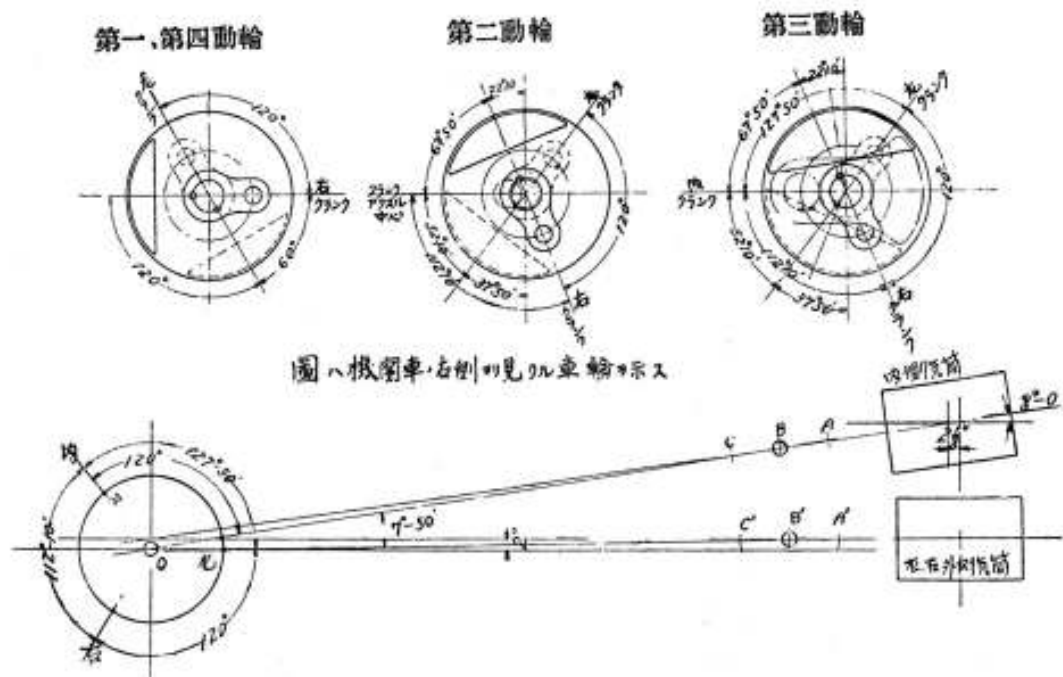
図 6-7 ミカ๔の下回り主要部

西尾前掲書、151 頁、第 71 図。東京鉄道局運転課改版『最新機関車綱要』15 頁、第 13 図はここから正面図をカットしたもの。

図 6-8 はミカ๔における気筒配置とバランシングの概略である。３気筒機関車の主動輪におけるバランシングの問題についてはしかし、鉄道省の機関車について論ずる際にまとめて取上げたい。

図 6-8　ミカ๔における気筒配置とバランシングの状況

中央気筒軸の傾斜は水平から８°である。

西尾前掲書、152 頁、第 72 図。

ミカ=のクランク車軸(第 3 動軸)は No.2568 などと同様の構造を有する図 6-9 のような組立式クランクであった。クランクアーム上、ピンと反対側に設けられた大きな釣合錘と車軸部からクランクピン部へと至る内部グリース･ラインに注目されたい。

その材料は軸･ピン部が Cr-V(バナジウム)鋼、アーム･カウンタウェイト部は炭素-V 鋼であった。

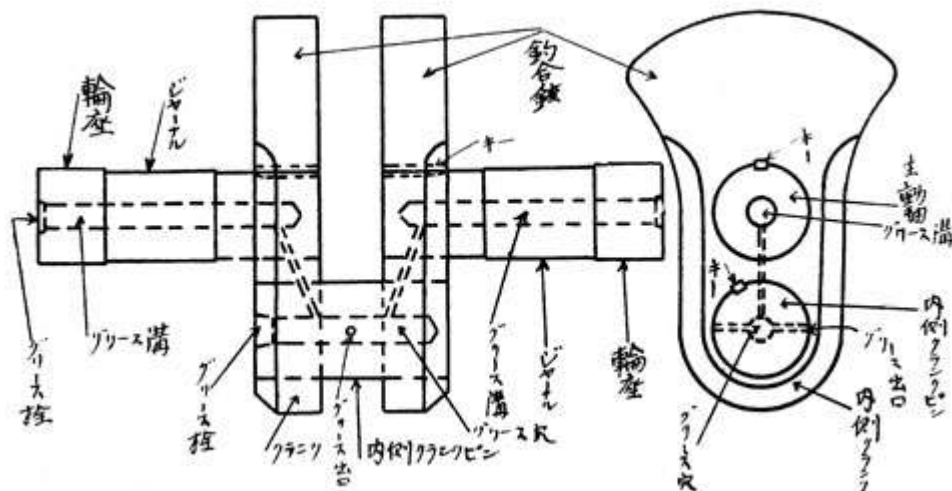
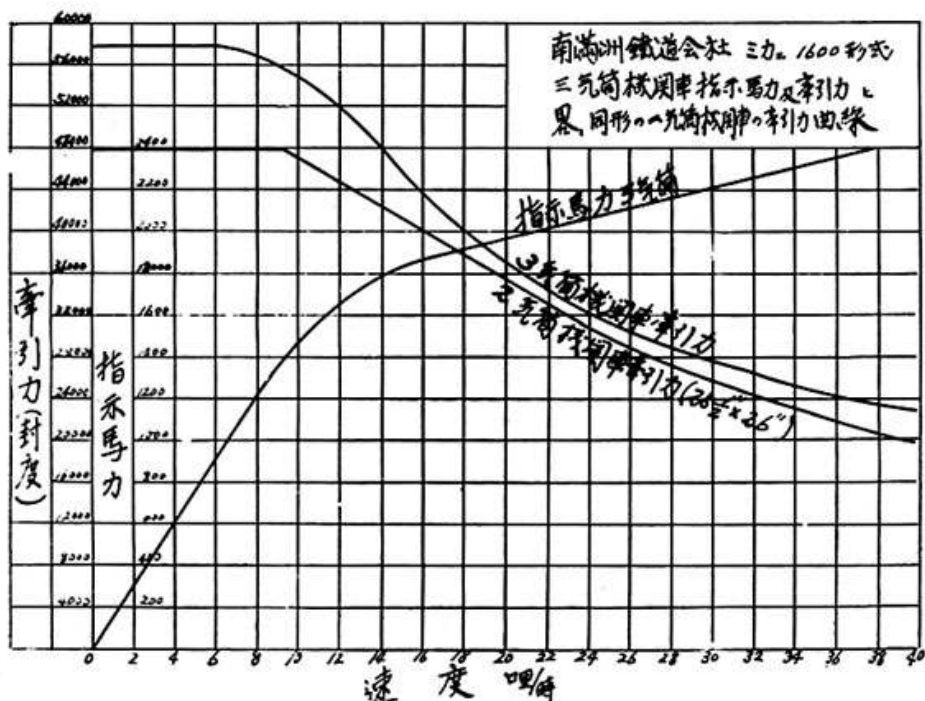
図 6-9 ミカ=のグリース･ライン付クランク車軸

西尾前掲書、37 頁、第 12 図。東京鉄道局運転課改版『最新機関車綱要』14 頁、第 12 図、井口前掲『ポケット型機関車図解』191 頁、第 127 図もほぼ同じ。

図 6-10 は電気機関車をダイナモメーターカーに用いてサンプリングされた件の実験によって得られたミカニと２気筒機関車との牽引力比較ならびにミカニの図示馬力を示す。牽き出しから極低速の間にかけて、３気筒機関車の優位性が特に著しいことが示されている。

図 6-10 ミカニの性能曲線（２気筒機[647.7×660.4]との比較）

西尾前掲書、37 頁、第 12 図。

また、Gresley 式合成弁装置についてしばしば言及される気筒間出力の不均等については表 6-2 の通りで、高負荷域を除けば、左程、極端な偏倚は観察されなかった。とは言え、満鉄新京機関区・元機関助手による回想記のグラビア解説に「三拍子のリズムを持っていた」などと記されている処を真に受ければ、それなりの“シンコペーション”は日頃から奏でられていたものと想われる(井上文雄『最後のお召列車』中日新聞社出版開発局、2001 年、参照)。

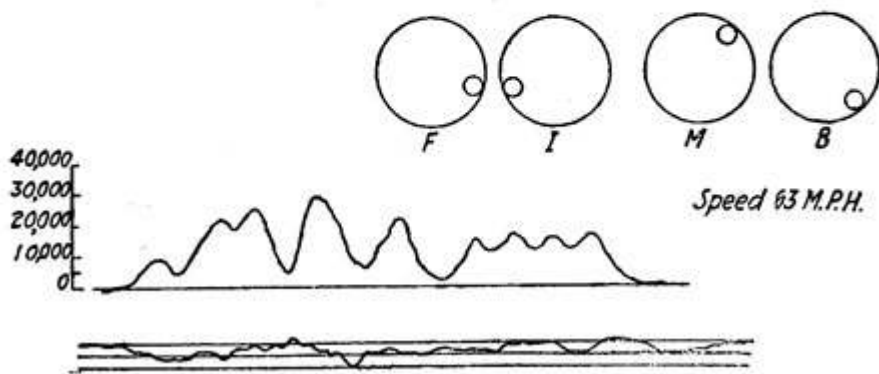
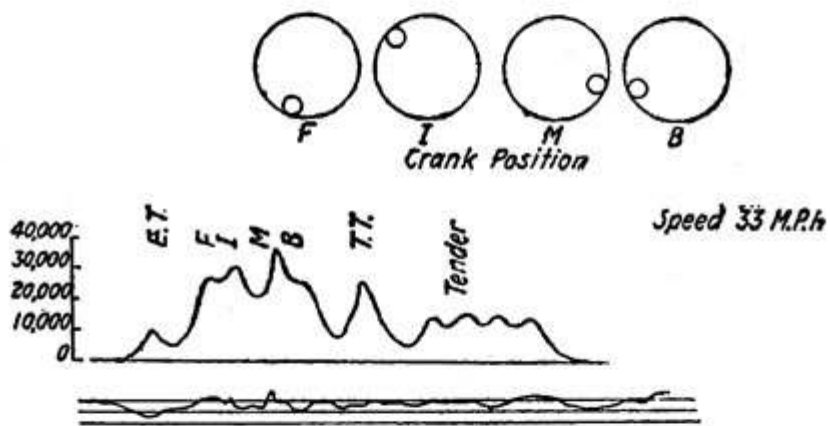
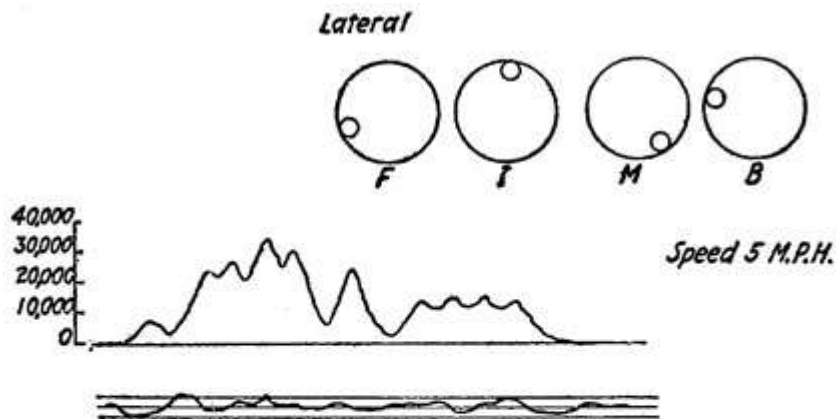
表 6-2　試験中に得られた各気筒の図示馬力(ihp)

走　行　状　態			左気筒	中央気筒	右気筒	合計
速度 5.45mph	ボイラ圧 180psi	フルギヤ	288.8	275.2	290.5	854.5
速度 14.76mph	ボイラ圧 180psi	50%	516.4	537.2	530.3	1583.9
速度 33.4mph	ボイラ圧 177psi	33%	518.7	537.2	535.6	1794.0
速度 34mph	ボイラ圧 178psi	50%	683.4	814.7	766.2	2264.3

西尾前掲書、159~160 頁より。

ミカニは前述の 63mph(101.4km/h)という最高速度に達しても動揺少なく、軸受の帯熱も一切、発生させかった。また、図 6-11 に示されるように、“otheograph”(軌条押力記録器)を用いた試験に拠れば、縦押力(変動する輪重)は全ての走行速度において 15.86t を大きく超えていなかった[101]。

図 6-11　“otheograph”(軌条押力記録器)を用いたミカニの試験記録

101　“otheograph”とは縦横方向にバネで支持された鋳鉄製の枕木様のモノを等間隔に十数本並べ、これが車輪の通過によって受ける衝撃を記録する装置。

E.T.は先輪、F は第１動輪、I は第２動輪、M は第３(主)動輪、B は第４動輪、T.T.は従輪。

動輪を示す円の中の小円は測定の瞬間におけるクランクピン位置。

西尾前掲書、161 頁、第 75 図。

最大輪重は第３動輪の 11.62t であったから、片輪当り“hammer blow”は 4.24t となり、アメリカ流の設計ではあったが、輪重の 36.5%を超えてはいなかったことになる。また、

蛇行動の強さの指標となる軌条横押力についても 53.1km/h で 1.36t、101.4km/h でも 2.27t と僅かであった。これは脱線係数(横圧/輪重)として表せば、たったの 0.20 となる(国鉄在来線の場合、0.94 を限界とし、安全率を計上して 0.8 を採用)。

ミカニは満鉄において撫順~大連間の石炭列車牽引などに重用された。３気筒なるが故の検修の手間はここでも問題となり、1929 年度においては２気筒 1E1 型機関車の開発まで詮議されたが、結局この案は流れ、ミカニの最終 11 両の増備を以て代えられた。

その後、1933 年末にクランク車軸のウェブ、ピン圧入部に折損事故が続出、遂に後継機として 50%(→60%)制限カットオフ式２気筒機関車、ミカシ開発への断が下された。しかし、1934 年度計画、1935 年、川崎車輛ならびに汽車製造によって造られたミカシが総勢僅か 15 両に止まったこともあり、ミカニは引き続き活躍を続け、41 両全てが中華民国を経て新生中国に引き継がれた。

ミカニの使用実績についての具体的記述、資料は乏しい。華北交通 北京鉄路局輸送處長であった樋口與内はその著書の中で三気筒機関車、Gresley(古雷斯……但し“ジョイス”と誤記)式合成弁装置、ミカニ等々について断片的記述を残しているが、３気筒機関車の運用実績、稼働率に対する彼の評価は概ね冷めたモノであった。曰く：

> 三汽筒機車、雖在理論方面、具有上述之各種重大利益、但非修理合宜、保養得當、使用者不能収其実効。且在事実上、因其構造複雑、修養両事均難確臻完善、故通常採用三汽筒機車、難免有下列之結果。
>
> A. 如欲常使此類三汽筒機車、保持完善状態、其修理日数、必較二汽筒機車為、勢必増多予備機車両数、方敷分配運用。故機車運用効率不免因此減低。
>
> B. 倘欲維持機車使用効率、而不令修理日数過分増多、則必須多増人工、多増保養或修繕費用。
>
> 是以人多楽用二汽筒機車、而不楽此也(樋口與内『機関車之構造及理論』華北交通株式会社 北京鉄路局、1941 年、125 頁)。

日本語的中国語であるからか、日本人にも良く解る文章である。但し、前振りの「臻」は「到る」、B. の「倘」は「もし」の謂いである。

そして実際、1 スローと 1 スローとの違いはあれ、また、ミカニのややスリムなクランク・ウェブ設計において、“クランクピン圧入部の緊締力を確保するためにはクランクピン座の直径の２倍を下回らないだけのウェブ幅を確保すべし”という Standard Steel Works の箴言(補論参照)が守られていなかった事実との因果関係についても不明ではあるが、一時期、ミカニの当該部に折損が頻発し、検修陣は気の抜けぬ日々を送らされた。曰く：

> クランク軸之易於折損是為美中之不足、其クランクピン嵌入釣合錘部分之折損尤多、惟以発見困難、応在中央汽筒主連棒取卸検修時、須特別注意該部之検査(同上書、387 頁)。

ただ、遺憾ながら、ここでも数値的情報は掲げられていないワケである。

ミカニの使用実績として筆者が見出し得た資料に吉林鐵道局機務處車輌科『昭和十二年四月機關車動車破損故障調查』なるものが在る。これは 1935 年度から 1936 年 10 月末日まで

の間、管内各機務段(機関区)における機関車・動車の破損データを集計し、コメントを付加した資料集である。ミカニに関しては「煙管漏洩大」(事故、電気溶接部亀裂←機関区点検粗漏)、「スロットルバルブボデー欠損」(早期発見により事故に至らず←古疵ガス溶接不良)、「ブロワーパイプ、ペーチコートパイプニ接触」(蒸気不昇騰のため事故を惹起←工作不良)、左第二位動輪クランクピン剥離(材質不良)の４件が拾われている。以上は他の型式と比べれば僅少ではあるが、在籍両数の比が不明である上、期間も短く、ミカニの使用実績の大局的把握には役立たない。

他方、朝鮮総督府鉄道局の技術者、加藤公俊はその著書、『受験準備　朝満機関車技術問答集』(交友社、1938 年)の 248 頁において、機関車の一般検査における標準回帰粁数を掲げている。彼に拠ればミカニのそれはミカイやミカサ、プレイ、プレニ、プレサなどと同様、90,000km であった。

これに対して、プレシ以降の“プレーリー(1C1)”は 100,000km、プレハとテホイ、テホニなどの“テンホイーラー(2C)”群は 120,000km、アメ(アメリカン：2B)、テホコ、テホロは 150,000km、パシイ～パシシは 180,000km となっていた(但し、新造機関車においてはこれらの標準値の二割増し)。

大局的には動輪径が大きく足の速い機関車ほど回帰距離が長く取られていたワケで、ミカド(1D1)機の中でミカニが少なくとも回帰距離の点において特別扱いされていた事実は無かったということになる。

加藤はまた、灰箱風戸(ダンパー)の開閉と石炭消費率との関係についての実測値を紹介し、給気運転中の開放と絶気運転中の閉塞の要を説いているが、そこで引用されているのはテホニとミカニについての測定値であった。これを表 6-3 として再録しておく。

表 6-3　灰箱風戸の開閉状態とテホニ、ミカニにおける石炭消費量(何れも３回の平均値)

型式	試験番号	順位	石炭消費量 kg		試験方法
			機 1km	車輌 100km	（灰箱風戸の取扱）
テホニ	1	5	25.8	159.9	前後共密閉
	3	4	22.8	155.9	前ノミ開放
	3	3	23.8	153.2	後ノミ開放
	4	1	20.1	128.2	前後共開放
	5	2	20.1	130.9	前ノミ開（但給汽運転中ノミ）
	6	6	25.0	160.2	前ノミ開（但絶汽運転中ノミ）
ミカニ	1	3	36.0	139.5	前後共密閉
	2	4	35.2	136.4	前ノミ開放
	3	2	35.4	145.0	後ノミ開放
	4	1	34.0	131.8	前後共開放

加藤公俊『受験準備　朝満機関車技術問答集』(交友社、1938 年)、307 頁、より。

加藤の本は運転技術者用の受験参考書であるため、初歩的用語解説は見られないが、「機1km」とは「機関車1km当り石炭消費量」の謂いで、“機関車1km当り石炭消費量＝実際の石炭消費量×換算率÷機関車走行キロ”である。「換算率」とは使用炭重量を発熱量ベースで標準炭のそれに換算した値である。よって、「機関車 1km 当り石炭消費量」は機関車列車走行 1km 当りの標準炭消費量となり、当然、その値は牽引負荷の多寡によって変動する。

これに対して、「車輌 100km」とは「換算車輌 100km 当り石炭消費量」の謂いで、“換算車輌 100km 当り石炭消費量＝換算石炭消費量×100÷合計換算車輌走行キロ”である。換算石炭消費量は上の機関車1km当り石炭消費量であり、これを合計換算車輌走行キロで割ることにより10t＝1両とする換算車輌1両･1km走行当りの石炭消費量が得られ、それを 100 倍することで、ある線路上における換算車輌1両･100km 当りの、ないし、ヨリ実用的にはある機関車で以って当該の機関車を含む総重量 1000t の列車を、ある線路上で1km走行させた場合の石炭消費量が示される。

走行抵抗の大きい機関車と貨客車とを一元的に 10t＝1両とする換算法によっては現実は忠実に反映され得ないが、他に判り易い指標も無く、この換算車輌100km当り石炭消費量は現場では広く用いられた(運転教育研究会[奈良坂 盛･櫻井三郎･鶴見一二]『最新 燃焼の理論と給油』交友社、1935年、101~103頁、参照)。

但し、これでは同一線区におけるよほど体系的な測定データでも無ければ型式間の比較は不可能である。管見の範囲内においてはミカィやミカシのデータはおろか、満鉄における標準炭の発熱量さえ見出せておらず、勿論、D52 辺りの対応データも手に入っていない。因って、これらとの比較は一切、不可能で、加藤の掲げるデータを活かす途は閉ざされている。それでも、ミカニの運用に関する具体的データが余りにも乏しいため、せめて表6-3のデータを以って往時の一端を偲ぶ縁となれば、と考えた次第である。

次に、ミカニについて語る際、避けて通れないクランク車軸の折損事故について一瞥を試みたい。ミカニの場合に限らず、クランク車軸の折損事故については公開された客観的資料が乏しく、“全て闇の中”と嘆かざるを得ぬ状況があった。しかし、幸いにも満鉄鉄道技術研究所調査役 井上愛仁の執筆になる貴重な資料、菊地 清 編輯『毀損せる鐵道車輛鋼製部分品の破面寫眞及其の説明　昭和14年5月』(南満洲鉄道株式会社 鉄道総局)、にその一端が紹介されているのを発見したので、以下、ひとまず私見を交えることなく該当個所(132~143頁)を載録し(【】内引用者補)、読者の便に供した後、その原因や対策に関して若干のコメントを試みたい。

3．メーンクランクピン(第85圖乃至第87圖)

第85圖に示すクランクピンは三汽筒機関車の中央クランクピンでクランクアームの内側に於て折損した､直径264mmで相当大なる直径を有するものが運中行(ママ)自然に折損したもので注目に値する折損事故と思はれる。

材質試驗の結果炭素含有量 0.55%内外あり、ワ″ナヂユウム鋼で抗張力平均 78kg/mm²で抗張力も相當高く材質上には之と云ふ缺陷を發見しなかつた、クランクピンが相當發熱し全周邊に深さ 20mm 内外より 30mm 内外に及ぶ熱罅裂(Heat Crack)が發生しピンの發熱を實證する以外折損の原因と認むべき有力なる何ものをも材質試驗の結果だけでは發見する事が出来なかつた。

折損面より約 89mm を隔てたる所にある油孔附近のピン表面は寫眞第 85 圖及第 86 圖に示す如く熱罅裂發生し其の深 20mm 乃至 32mm に達し其の内部に軸受砲金が熔解充填し(寫眞にて白く線状に表はる)ピン表面が相當高温度に發熱により上昇せし事を物語つて居る、其の罅裂は第 85 圖 4 に示す推定圖の如くに全圓周に發生せりと想はれるが残部面積尚相當残存する爲め此の罅裂面より折損するに至らなかつた。然し若しクランクアーム内にて本ピンが折損しなかつたとするも此の熱罅裂は漸次進展し近き將來是より折損を見るに至つたであらう事は容易に想像せられる所である、此の油孔を通じて熱罅裂が發生した事は孔の周邊に多少共集中内力が存在し罅裂発生を容易ならしめた事が與つて力ある様にも思はれる。

熱罅裂の先端は發熱車軸（第 3 圖乃至第 6 圖參照【→省略】）の場合と異り樹枝狀又は毛根狀に分散しては居ないが、之は罅裂が未だ淺い爲で漸進し更に深部に達した暁は車軸同様の狀態に進展するものとも想像せらる。即罅裂面の拡大によりピンの屈撓が容易となれば繰返内力の影響を受けて罅裂の先端が分散する傾向を帶びるものと思はれる、ピンの發熱により軸受砲金が熔解し罅裂内に充填する例は珍らしい現象と考へ特に附添し參考に供した次第である。

4．材質試驗結果

毀損ピン類の材質試驗結果は第 8 表に示す通である。

第 8 表　既存ピン類の材質試驗結果総括表　(第 82 圖乃至第 87 圖參照【第 87 圖＝パシロは略】)

IIII

1	名称	メーンクランクピン
2	參照す可き寫眞圖	第 85 86 圖
3	報告番號及年月	昭和 7. 4. 30 第 8-B 號
4	車輛の番號	機関車　第 1623 號
5	事故發生又は發見年月日	昭和 6. 7. 4
6	毀損の種類	疲労破損
7	毀損起點の位置	クランクアーム内にて外周邊より發生
8	毀損の主要原因	不明
9	試片及試料採取位置	折損部附近

番号	試験	項目	外周部	中心部
10	抗張試験結果(平均)	抗張力 kg/mm²	78.0	
11		伸%(L=50mm)	22	
12		断面収縮率%	43.4	
13	衝撃値 M.kg/cm² (平均)		1.780	
14	硬度試験結果	ブリネル硬度	204－216	
15		シヨア硬度	33－34	
16	化学試験結果(平均)		外周部	中心部
		炭素%	0.56	0.54
17		珪素%	0.32	0.30
18		満俺%	0.73	0.72
19		燐%	0.049	0.044
20		硫黄%	0.030	0.031
21		其の他の元素%	ワ″ナヂユーム 0.257	ワ″ナヂユー0.272

備考　1．抗張試験片は直径 4mm 標點距離 50mm のものを使用せり。

2．衝撃値は 30M.kg シヤーピー型試験機による衝撃屈曲破壊に要するエネルギーを示す。試片は 10mm 角 V 型溝(溝の深 2mm 角度 45°)を使用せり。

【引用者注：ミカ=に関する部分のみを載録。硬度試験はその名の通りであるが、ブリネル硬度とは規定の鋼球圧子を規定の静的荷重で規定時間圧し付け、除荷後の永久窪みの表面積で荷重を除した値。ショア硬度とは球状のダイヤモンドチップ有する規定のハンマーを 10in.落下させ、その撥ね上がり高さを測定して求めた値。衝撃試験とは試験片に瞬間的に強い衝撃を与え、材料の粘りを測定する試験で、シャルピー型衝撃試験機は特異な形状を有する回転ハンマーを持上げた後、解放して軸直下に拘束された試験片を切断させ、落下始めの位置と切断後の振り上がり位置との差から試験片切断に要したエネルギーを求め、これを切欠部原断面積で除した値】

第 85 圖　クランクアーム内にて折損し表面に熱罅裂發生せる主働輪中央クランクピン　(其の一)

寫　眞　説　明

1．破断面

昭和6年7月4日機関車第1623号は第286列車を牽引し満鉄本線金州駅附近進行中左右動輪の反動激しく異常あるに気付き、低速運転を以て甘井埠頭に到着し点検せるに主働輪バランスウエートの一部とサイドロツドと接触し中央クランクピンに異常あるを認めたり。よって大連鉄道工場に入場取調の結果、圖2毀損位置に示す如く中央クランクピンがクランクアーム（右側車輪に近き）内に於て折損せるを發見す。

（本ピンの材質結果及毀損原因の極大要は132頁にあり之と第8表Ⅳ欄とを参照せられ度し）

寫眞1はクランクピンの破断面にして、幾分湾曲し平面を爲さず、中空部の上方に位する細長き孔は油孔を示す。

2．毀損位置

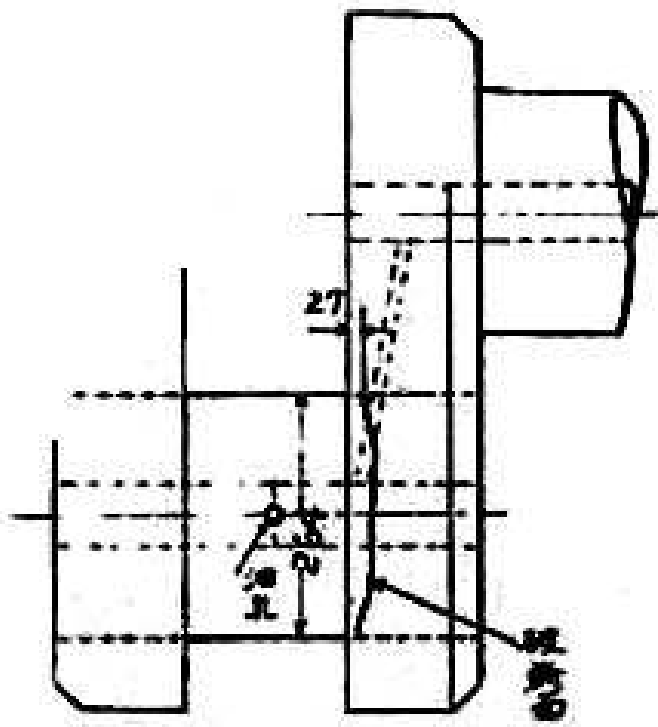
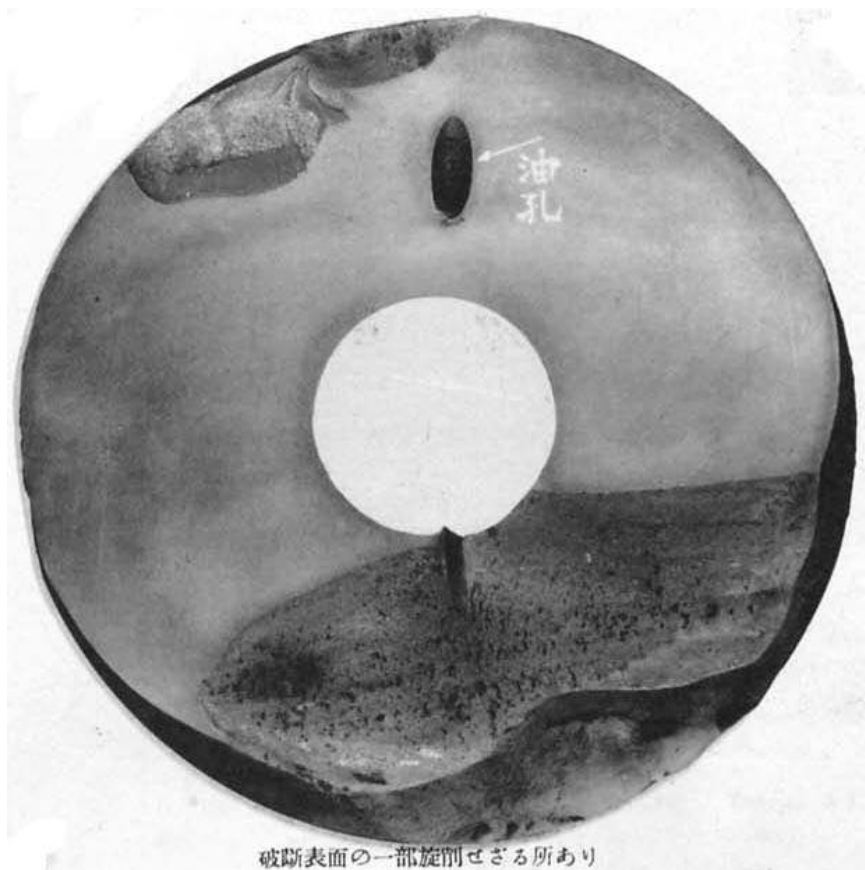



圖 2 は右側動輪側のクランクアーム内に於ける折損位置を示し外面よりの巨離一様ならざるも或る部分は 27mm に達す。

【引用者補：ここには描かれていないが、グリース孔の配置は左右対称である。ミカ=のクランク車軸におけるグリース孔配置については、本図とはやや異なるが、「C53 型蒸気機関車試論」の図 6-9 を参照されたい】

3．破断面のマクロ寫眞

破斷表面の一部旋削せざる所あり

寫眞３は破斷面のマクロ寫眞にして不純物の偏析を示さず（マクロ寫眞の上下２箇所旋削不充分の爲破面を其の儘残せる部分あり）

４．罅裂進展の程度

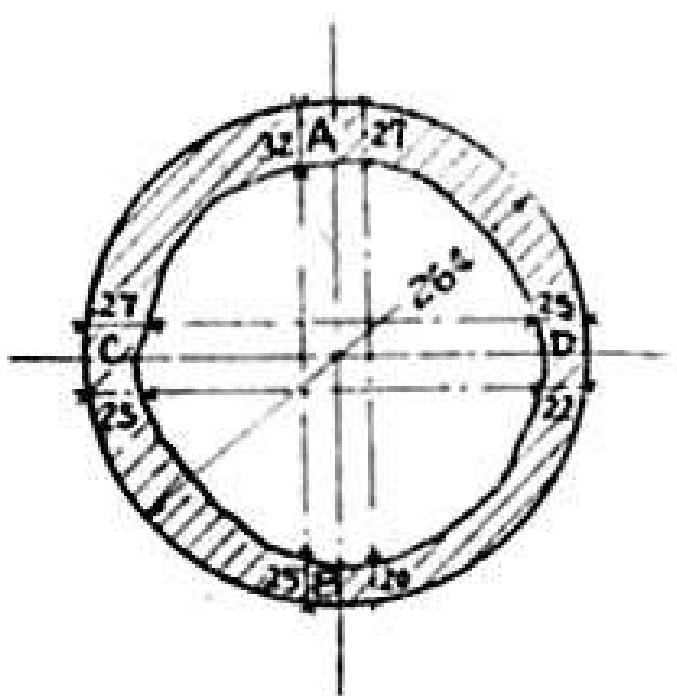
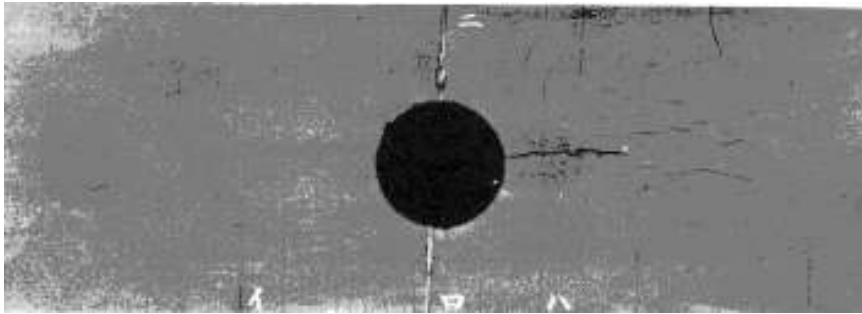
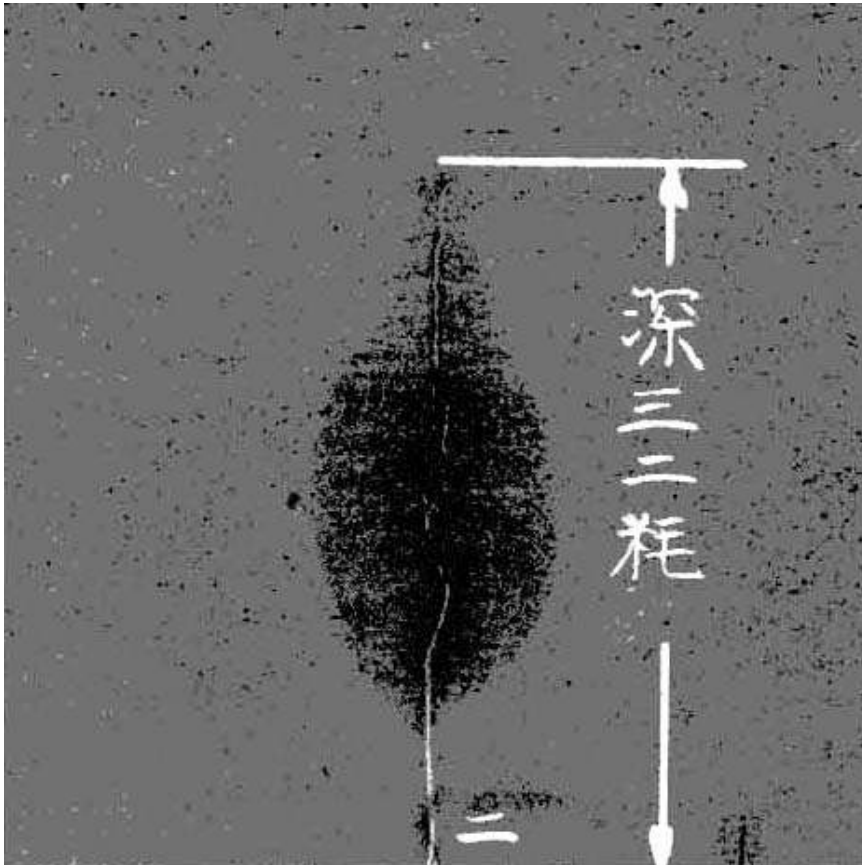



圖４はクランクピンの外表面より中空部に向け直角に穿孔せられある油孔を過りて生ぜる横罅裂（全周に亘り發生）の深さを概測せる結果を圖示せるもので、測定せる範囲に於ては最大 32mm 最小 20mm 内外に達す。

5．クランクピンの表面其の１(４圖のＡ部に該当す)

寫眞５はクランクピンの表面の一部にして肉眼にて観察すれば條痕の存在は認め得るも寫眞６に示すが如き無数の熱罅裂の存在を明瞭に認識する事困難なり。

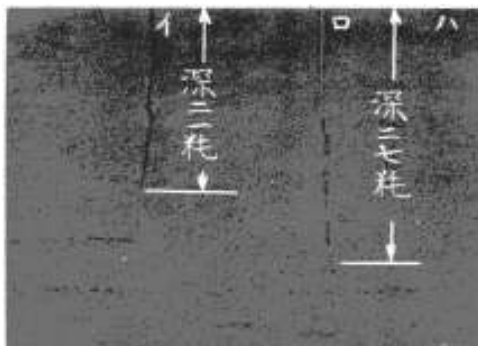
6．クランクピン表面の熱罅裂其の１(圖４のＡ部)

寫眞６は寫眞５の油孔附近の表面のマクロ寫眞にして圖中ニ及ロの罅裂は横罅裂にして其の深さは夫々6-A，及6-Bのピン縱斷面のマクロ寫眞に示す如く夫々32mm及27mmに達し、寫眞に白く表れ居るは軸受金（砲金）が罅裂內部に充塡せられしものとす。

６－Ａ　横罅裂の深度

６－Ｂ　横罅裂の深度

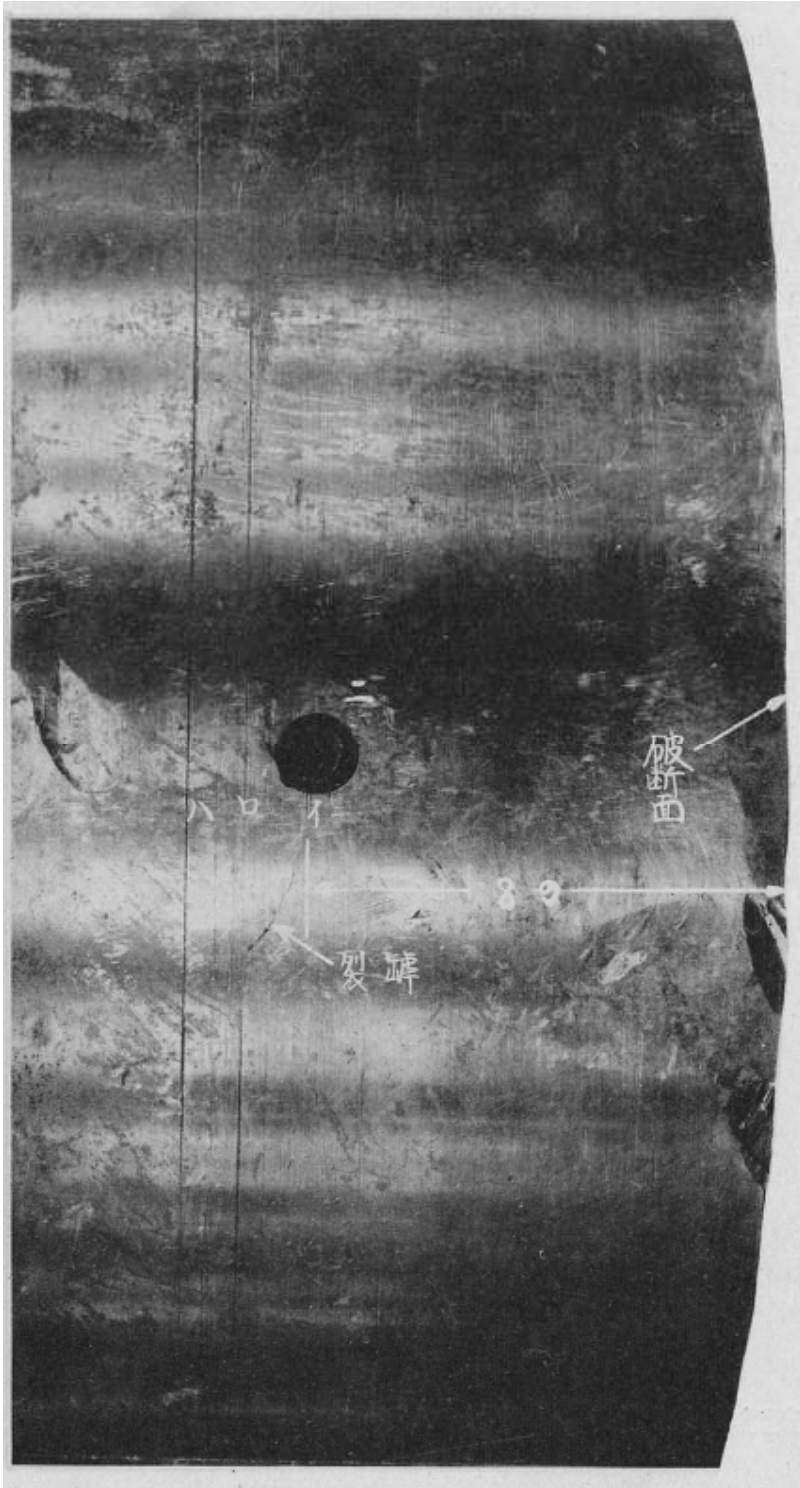
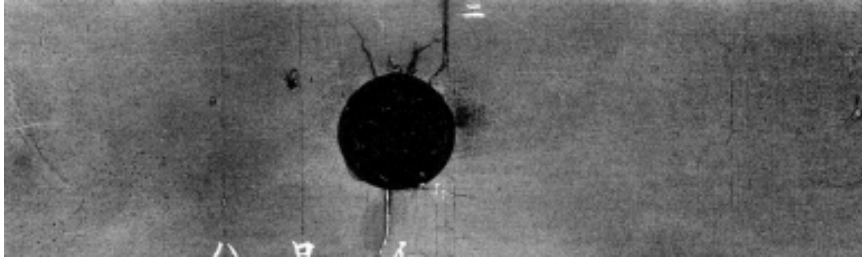
寫眞6-A及6-Bは共に寫眞６のピン表面に發生せる罅裂、イ，ロ，ハ及ニの深さを測定せんが爲ピンを縱斷し其の面をマクロ寫眞に撮影せるものにして、表面の罅裂微小なるが如き罅裂イが深さ21mmあり、外見上相當差異ある罅裂ロと深さに於ては大差なく又罅裂ハは殆んど內部に進展し居らず外表面よりする罅裂深度の推測の至難にして誤り易きを實證する好資料と云ひ得る。

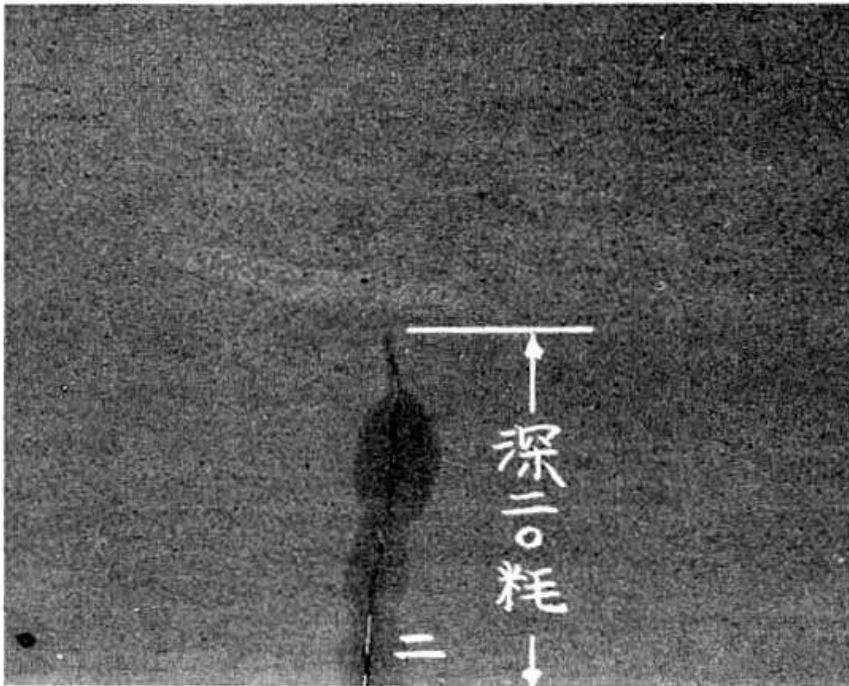
寫眞6-A及6-Bのピン縱斷面のマクロ寫眞には印刷の関係にて發熱による組織の變化を表現し得ざるも最大深さ約21mm位迄マクロ組織に變異を来し其の內方と趣を異にす而して其の變質の深さはピンの長さの中央（油孔附近）最大にしてクランクアームに近づくに從ひ漸次減少す上記の如く罅裂ロ及びニは夫々深さ27mm及32mmに達するを以てマクロ組織の變化せる領域を通り越し更に深く進展せる事を知る。

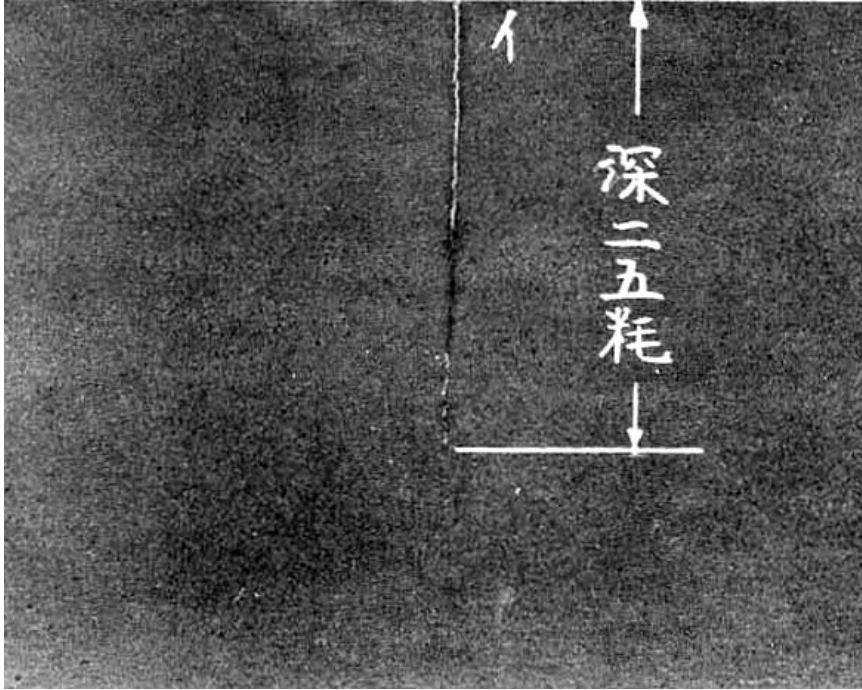
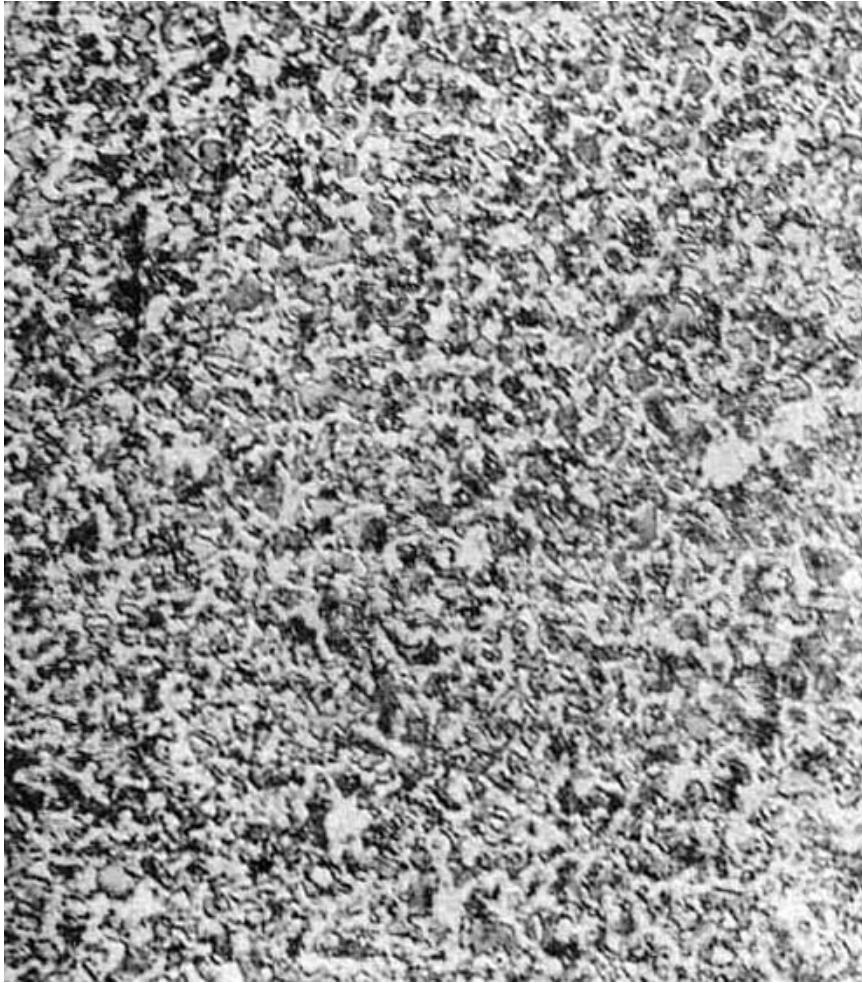
寫眞６及6-A、6-B等よりして本クランクピンは相當發熱し其の表面に熱罅裂を生じ又油孔を過る横罅裂は圖４に示す如く全円周に生成進展しありし事更に第96【86】圖の横罅裂写真より確認する事を得、故に本ピンはよしクランクアーム內にて折損せざりしと仮定するも早晩油孔を通り

全周に生成進展せし横罅裂の為折損す可き運命にあつたものと思惟せらる。

第86図　クランクアーム内にて折損し表面に熱罅裂発生せる主働輪中央クランクピン（其のニ）

7．ピン表面其の２（4圖のＢ部）

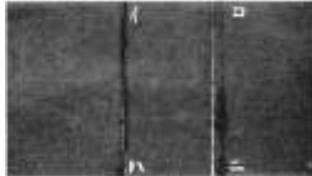
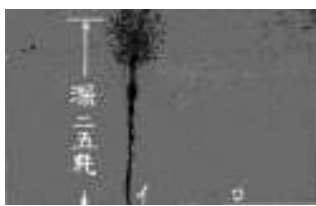
8．ピン表面の熱罅裂其の２（圖４のＢ部）

写眞７は第85圖寫眞５に示す面と直徑上正反対側の表面を撮影せるものにして横罅裂（イ及ニにて其の位置を示す）及條痕（ロ及ハにて其の存在を明にす）の存在並に表面の損傷状態を示す。

写眞８は写真７の油孔附近の表面のマクロ写眞にして其の表面の横罅裂イ及ニは夫々写眞 8-B 及 8-A に示す如く其の深さ 25mm 及 20mm に達す。罅裂イが写眞に白く表はれ居るは云う迄もなく軸受金（砲金）が罅裂内に充填せる爲である。

８－A横罅裂の深さ

写眞 8-A 及 8-B は共に写眞８のピン表面の横罅裂の深度及條痕の深さを測定せんが爲ピンを縦断し其の面をマクロ写眞に撮影せしものにして写眞７及８に表はるゝ條痕ロ及ハは單に表面疵にして少しも内方に進展せるものにあらざる事を實證し、横罅裂の方は上記の如く深さ 20mm 又は 25 mm に達する事を示して居る。

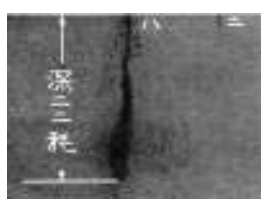
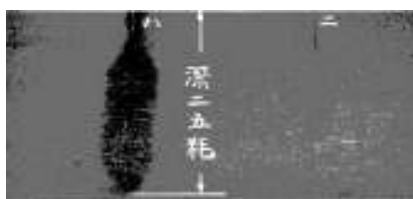
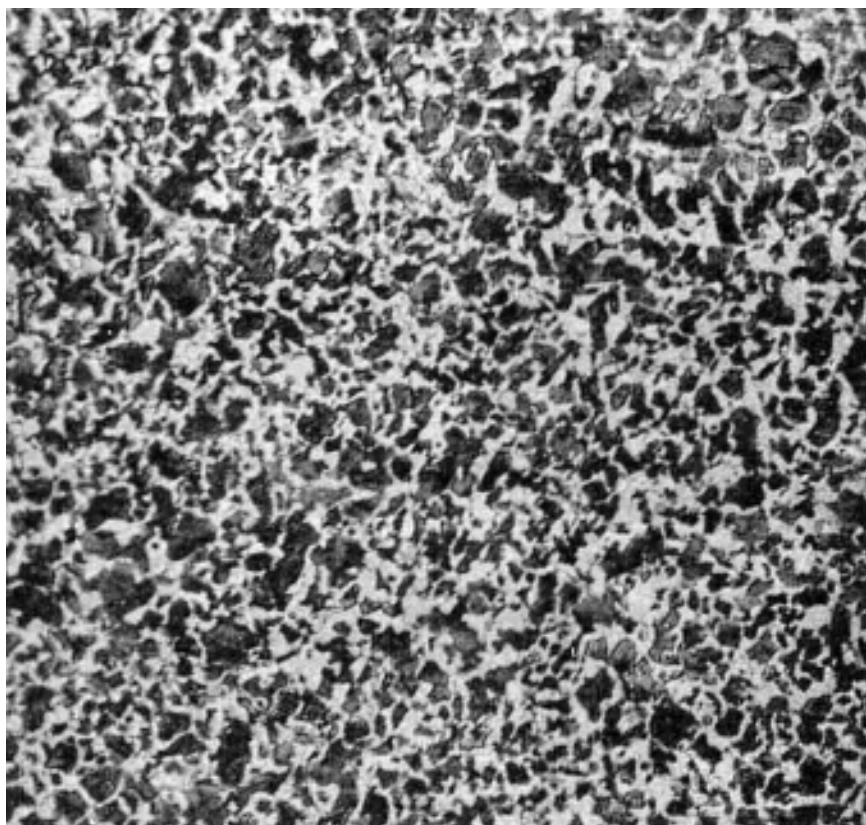
８－B横罅裂の深さ

9．顕微鏡組織（100 倍）

寫眞9は寫眞8の油孔附近の表面組織にして結晶粒頗る微細なり、此の部分は發熱の爲表面より深約20mm位迄マクロ組織に變化を來せる範囲内の極表面なれば當然發熱により顯微鏡組織にも影響ありしものと想像せらる、之を熱影響を受けざる内方中空部より採取せる試料の組織寫眞13と對比すれば夫より結晶粒稍微細にして、是或は發熱の影響かと考へらる、本ピンはワ″ナヂユムを含有するを以て微細組織を呈するを當然とす。

10 ピン表面の熱罅裂其の3（圖4のC部）

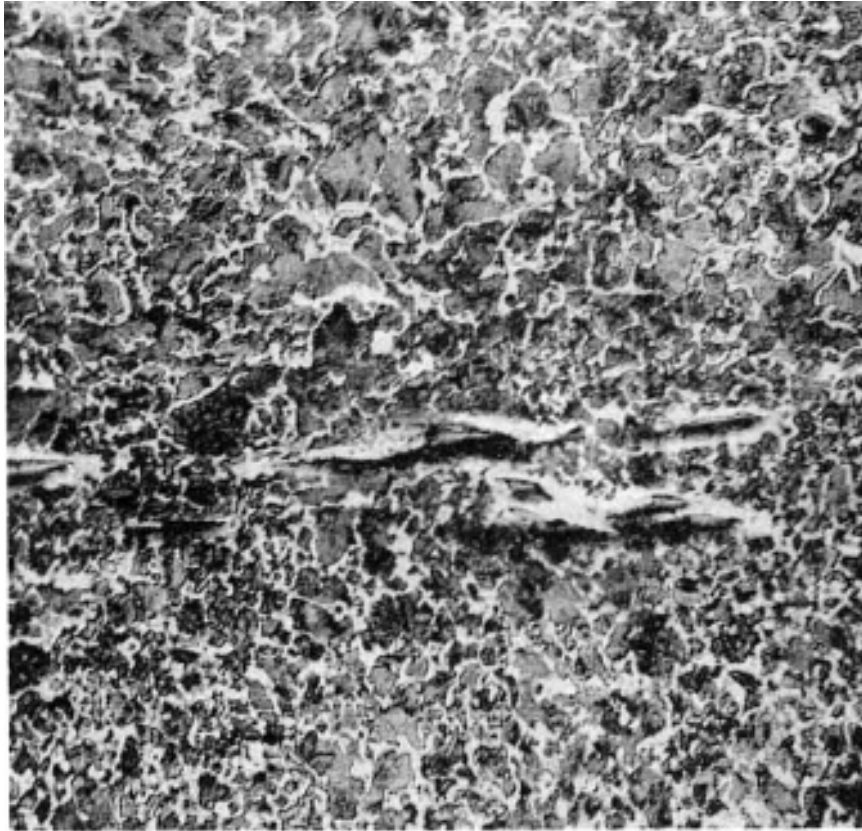
11 ピン表面の熱罅裂其の4（圖4のD部）

10-A　横罅裂の深さ

11-A　横罅裂の深さ

10-B　横罅裂の深さ

11-B　横罅裂の深さ

第85圖Bの圖4に於けるA及B部表面の熱罅裂の状態は夫々寫眞6及8に示したが、夫等と直角の位置にあるC及D部表面の状況は夫々寫眞10及11に示す、而して該部に於ける横罅裂の深さは夫々10-A、10-B及11-A、11-B示にす、此等よりして全圓周に亘る横罅裂の存在並に其の程度の大體を窺知する事を得。

12. 顯微鏡組織（100 倍）

第 85 圖寫眞 1 の破断面油孔上邊より採取せる試料の組織。

13. 顯微鏡組織（100 倍）

第 85 圖寫眞 1 の破斷面の中空部周邊の組織にして多少不純物の介在せる所を撮影す、發熱により組織に變異を來さざる内方は概ね之と同大の結晶粒を有す。

技術史的総括

資料引用は以上である。結局のところ、ミカニにおけるクランク車軸折損の原因は材質不良ではなかった。材料は流石に優良なものであった。

同書、「Ⅷ　結言」には「本書に於て見受けたものは主として熱罅裂であつて車軸及クランクピンに發生せるものは興味ある問題を提供するものと思ふ」とあり(177 頁)、熱罅裂(Thermal crack ないし Heat crack)については「鋼材の表面に繰返し加熱、又は冷却を與ふる時は罅裂を發生する、之を熱罅裂と云ふ」(附録 4 頁)、とした上、「クランクピンの表面に此の種罅裂ご發生せる實例を示して置いた」(同 5 頁)とまで念押しされている。

実際、ミカニ 1623 号機は“中ビク”が焼けるような走行状態に度々陥っていた。クランクピン中央部の半径方向グリース孔は熱応力の集中する箇所に明けられた切り欠きに他ならず、これを起点として見事な円周方向亀裂が生成していた。

そもそもミカニのクランク車軸のグリースラインにおいてはグリースを圧送する機構など存在しなかったから、給脂の間隔が開き過ぎたり、グリースラインに一旦、空気を入れたりしてしまえば潤滑不良に陥ることは必定であった。従って、1623 号機におけるような潤滑不良状況はどのミカニにおいても生じ得た問題と言える。

しかし、それはそれとして、また、同書が熱亀裂の問題にばかりデータと論を傾注しているのとは裏腹に、現車においてはクランクピンのウェブ圧入部、比較的浅い箇所からの亀裂

成長がこの熱亀裂の進行に勝っており、これによって遂に折損に到るという事実経過が辿られている。然るに、この点については同書においてほとんど何一つ積極的に論じられておらず，原因探求らしきモノはカケラも見られない。つまり，折れるには折れたがその原因は判らぬ。それはそれとして……，という論法になっているワケである。

それもむべなるかな，と言うべきか、この 1623 号機におけるクランクピン折損の原因究明に光を当ててくれるのは他ならぬ鉄道車両において軸の孔への圧入によって成立するところの重要部品、即ち輪軸の損傷に係わる住友金属工業や鉄道技術研究所における、但し、戦後の研究であったのである。

車輪(輪心)に圧入される車軸のやや太くなった、車軸全体を通じて最も太い部位を輪座と称する。実は、この部位に係わる車軸の折損や亀裂損傷が戦後、相当な頻度で発生した。

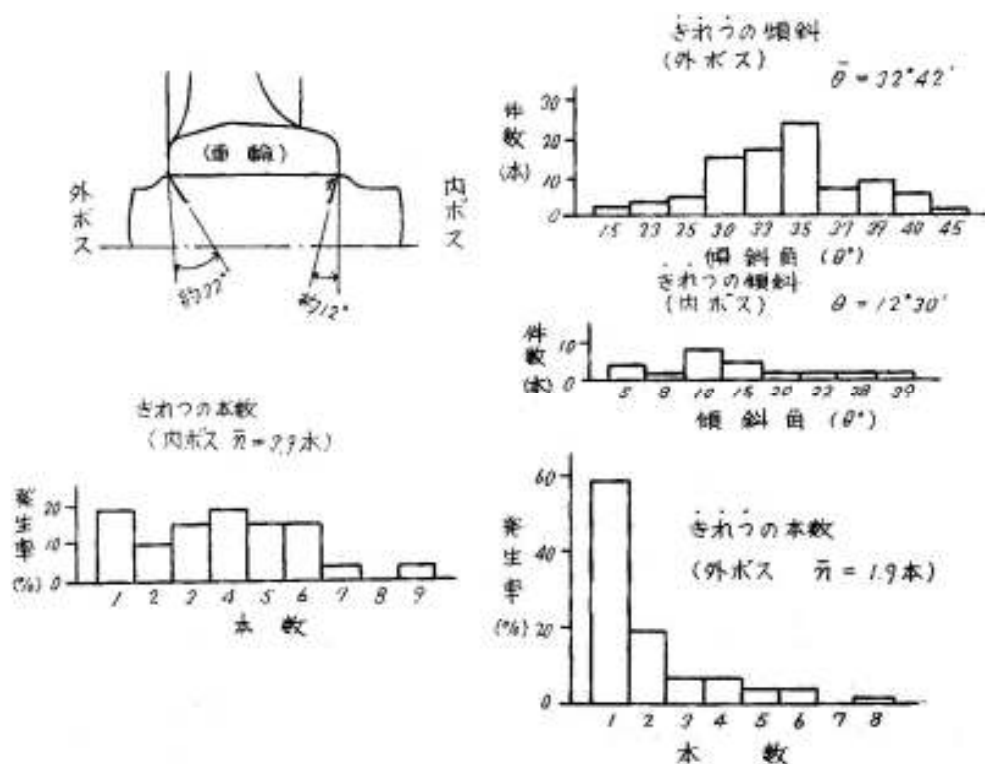
車軸は車重を受け、全体として上に凸に撓みながら回転する。この時、車軸の一部である輪座も僅かに撓みながら回転するが、相手の輪心ボスは軸と同じようには撓んでくれない。この際、軸の伸び側においては引張による接触面圧の低下が、圧縮側においてはその上昇が生起することになり、伸び側端部付近においてはこの接触面圧の低下に乗じて輪座とボス内面との間の一体性が崩れ、微小な相対滑りが発生しフレッチング損傷が惹起される[102]。

勿論、軸は回転するものであるから伸びによる微小な滑りは輪座の全周に亘って発生する。そして摺動面の双方がフレッチング損傷を被ることになる。フレッチング損傷により輪座表面が粗面化すれば、その微小凹部が応力集中点となり、これを起点とする亀裂が輪座部に発生、究極においては疲労破壊が招来されるに到る[103]。

実際の亀裂発生状況は図 6-12 に摸式化されているように、軸箱側に位置する外ボス部と反対側の内ボス部とで相当異なっている。

図 6-12　輪座に発生する亀裂の特徴

102 フレッチングとは接触する 2 固体間に 100μm 以下の振幅を有する微小な接線方向振動が与えられた時に生ずる表面損傷の総称で、金属同士の直接接触の場合、2 固体相互間に原子レベルの「凝着」と剪断が繰返されることによって微細な摩耗粉が生成され、接触面の荒れを招き、嵌合の弛緩や部材の疲労強度低下に到る。日本トライボロジー学会『トライボロジー ハンドブック』養賢堂、358~360、787~788 頁、参照。

103 広重 巌『輪軸』交友社、1971 年、353~360 頁、中村 宏『物と事と生の研究史―新幹線台車･金属疲労寿命･生命観―』永田文昌堂、1997 年、53~57 頁、高速車両用輪軸研究委員会『鉄道輪軸』丸善プラネット、2008 年、111、112~129 頁、参照。疲労に関する専門工学書、例えば中村 宏･恒成利康･堀川 武･岡崎章三『機械の疲労寿命設計』養賢堂、1983 年、233~243 頁、においても同じ問題が理論的に扱われている。

広重 巌『輪軸』交友社、1971 年、359 頁、第 8.37 図(原出典については当該部への注記を参照)。

即ち、外ボス部においては車輪に働く横圧によるその倒れが相対滑りをキャンセルする方向に作用するのに対して、内ボス側においてはこの倒れが相対滑りを加重する方向に作用する。この差により、等しく上に凸に撓んだ軸上に発生するとは言え、外ボス附近の亀裂は切欠き効果に起因する損傷の、内ボス附近のそれはフレッチング損傷に起因する亀裂の様相を色濃く呈し、前者が軸芯に対して平均約 58° の傾斜を有するのに、後者は軸芯に対して同 78° と、ヨリ直角に近い初期進行角を有し、かつ、実体として亀裂の本数もフレッチングの影響甚だしい内ボス側の方が平均で 3.9 本：1.9 本と 2 倍以上多いという傾向が示されている。

ミカ=の中央クランクピンにおいてウェブ圧入部の比較的浅い所から奥を目指すかのように生成し、遂に湾曲面を描いてその破断に到らしめた亀裂は正にこの“輪座内ボス部に特徴的な、フレッチング損傷に端を発する亀裂と同根のもの”としてのみ理解可能な現象である。

かようなモノとして、それはまた、あらゆるミカ=に共有される、クランク車軸折損事故の続発性を裏付ける機序として位置づけられ得る現象である。

他方、その後、ミカ=が示した健在振りを思うにつけ、この点について何等かの対策が採られ、かつ奏効したものと推理して間違いないのであろうが、その対策の中身たるや、現時点においては全くのブラックボックスと言わざるを得ない。

では、対照事例たる輪軸の嵌合部においては事故防止のために如何なる措置が講じられて

いるのであろうか？

文献はこれについて、嵌合部形状の最適化という策が考案され、成功したという事実を教えてくれる。即ち、鉄道技研 中村 宏らの実大試験装置を用いた実験(1967年頃)により、同一の曲げ応力が作用した場合でも相対滑りの振幅は圧入部の形状によって異なり、オーバーハング型がもっとも小さく、スタンダード･フィレット、スタンダード･ストレイトの順に振幅は増大する事実が究明された。この実験結果を承け、実車においても順次、オーバーハング･フィレット型への転換が推進され、新幹線電車においては 1974 年にはオーバーハング化が実施された[104]。

図 6-13　車軸嵌合部の仕様

広重同上書、357 頁、第 8.35 図。

高速車両用輪軸研究委員会前掲書、114 頁、図 6.4.6 もほぼ同じ。

ミカニのクランク車軸における対策については現時点においては一切不明である。また、圧入部の接触面圧が高ければフレッチング損傷が防止されるという単純な理屈が成り立つワケでもない。しかし、一先ず、軸方向に漸減する厚味を有する輪心ボスのように端部の接触面圧の低くなる箇所を避け、内ボス部の接触面圧向上を実現するオーバーハング･フィレット化が成功した事実は踏まえられるべきであろう。

無論、クランクウェブのような厚さ一定でピン側周縁部の肩が面取りされているだけの部材においてクランクピンに対する拘束力の軸方向変化は大した問題にならないから、オーバーハング方式のような改良を施しても同様の効能は発揮されない。しかも、熱亀裂の発生状況が上記の通りであったとすれば、仮にそのような手口が着想されたとしても、更にまた潤滑法に改善が見られたとしても、やはりピンの軸径を落すのは危険である。逆に、ピン孔を

104 高速車両用輪軸研究委員会前掲書、111 頁、表 6.3.1、113~114 頁、参照。

拡径するとすればウェブ側の強度不足を招きかねない。

しかし、輪軸改良成功の本質は面圧向上によるフレッチング摩耗抑止と疲労強度低下阻止にあった。同じことを実現するために当該部分の締まり代を大きく設定し直し、嵌合を強化すると共に、熱亀裂対策としてピン外周面におけるグリースライン開口部の縁に丸味付けを施す程度の改善策なら容易に実行し得たた筈である。その後のミカニの健在ぶりを思えば、恐らくミカニにおいてはこのテの対策が奏効したものと推定される次第である[105]。

なお、クランクピン拘束力を重視するならば、ウェブ内のグリースラインは傾斜を持たせることなく、半径方向に穿孔されるべきであったと考えられる。

さて、このミカニの開発者であるAlcoは1924年、使用蒸気圧190psi.(13.3kg/cm²)、動輪径74in.(1879.6mm)、機関車本体重量136.4t、動輪上重量84.71tというサイズのパシフィック機１両を Cicago Rock Island& Pacific 鉄道向けに製造し、1925 年には Louisville & Nashvill 鉄道、Missouri Pacific 鉄道向けにも各１両のパシフィック機を製造している[106]。ミカニに続くグループとして同じ年、わが鉄道省向けに製造された C52 はその縮小版に当るワケで、これらがAlco製３気筒パシフィック機の全てであった。C52についてはしかし、C53との関係で後ほど取り上げることにしよう。

(3)Alco最大級の３気筒機関車、Union Pacific鉄道Class 9000への途

アメリカの重量貨物機界では当時、Mallet(マレー)式機関車が幅を利かせていた。しかし、大径の低圧ピストンから発生する巨大な慣性力に禍された平均速度 12mph、最高速度 25mph(それぞれ19.3、40.2km/h)という極端な足の遅さがその欠点であった。

このため、５動軸を有するE型機の普及に弾みがつけられた。1925年４月、Alcoにて竣工したSouthern Pacific鉄道、No.5000こそは2E1の軸配置を有するその３気筒版の濫觴であった。同鉄道はその後、若干、仕様の異なる5000系の姉妹機、SP-1、SP-2、SP-3の増備を重ね、３気筒2E1の総勢は49両を数えた。

---

105 この推定はあくまでもその後におけるミカニの健在ぶりに根差すものである。他方には“コーナーR”の無視ないし不足が往時の機械設計に通有であったという現実がある。

第１次大戦中の製造になるイスパノ・スイザ航空発動機の吸排気弁桿上部には弁隙間調節用バネ座を嵌入するためのスプラインが切られていた。その溝底の角(入り隅)部はR無しであったため短時間の内に疲労破壊に到った。それにも拘わらず、対策は打たれず仕舞いに終った(Bill Gunston・川村忠男訳『航空ピストンエンジン―そのメカニズムと進化』グランプリ出版、1998年、163頁)。

日本海軍が水上艦艇用無気噴射複動ディーゼル機関の開発にかかった1930年代、燃料噴射ポンプ各角隅部への亀裂発生に見舞われ、一律1.0mmの丸味付けが奨励された。しかし、戦後の常識に照らせば10%丸味付けが妥当であったという(生産技術協会『旧海軍技術資料　第１編 (2)第４章』1970年、218頁)。

日本海軍における艦艇用無気噴射ディーゼル機関設計の概要については生産技術協会『内燃機関設計計算書』1957年、参照。水上艦艇用２サイクル複動機関「11号機械」については72~160頁。

106 cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice*. 7th. ed. p.202, Boynton, *ibid.* p.112.

この内、SP-1 は機関車本体重量 200.2t、動輪上重量 143.1t、動輪径 1612.9mm、気筒寸法 1-25×28in.(635.0×711.2mm)、2-25×32in.(635.0×812.8mm)、重油焚ボイラの蒸気圧は 225psi.(15.8kg/cm²)、牽引力 38.1t(＋ブースタ 5.59t)、といった諸元を有する機関車であった[107]。

また、同じ 1925 年、Alco は Union Pacific 鉄道向けにこれとほぼ同格の機関車 No. 8000 を開発した。No. 8000 は機関車本体重量 184.4t、動輪上重量 130.5t、動輪径 1600.2mm、気筒寸法 1-25×28in.(635.0×711.2mm)、2-25×30in.(635.0×762.0mm)、使用蒸気圧 210psi.(14.7kg/cm²)、牽引力 35.3t の諸元を有する機関車であった。

その重油焚ボイラは 60 1/4in.(1530.4mm)の長さを持つ燃焼室が設けられており、煙管の構成は大煙管：5 1/2in. φ×23ft. 6in.(139.7×7162.8mm)×50 本、小煙管：2 1/4in. φ×23ft. 6in(57.2×7162.8mm)×250 本、であり、その火格子面積は 84ft²(7.80m²)に達した。

1E1 の車軸配置と 130.6t の動輪上重量を有する２気筒機関車、No.5007 との比較において、8000 号は 8.2‰の上り勾配線区上にて、5007 号の 3226t に対して 16%増しの 3733t、ヨリ平坦な路線上にて 4275t に対して 16%増しの 5007t を牽引という良好な成績を残し、均衡速度においても互角以上をマークした上、燃費、水費においても、ある 117mile(188.3km)の区間において、それぞれ－0.6%、－6%という実力を発揮した[108]。

No.8000 の性能が認められ、U.P.鉄道は 1926 年にこれとほぼ同じ Class 8800 と呼ばれることになる機関車を９両増備し、8000 級３気筒 2E1 は総勢 10 両を数えるに至った。また、下って 1940 年、Alco は Sorocabana 鉄道(ブラジル)にもこれと同系の３気筒 2E1 機関車を納入しているから、このテの機関車は一応、成功作であったと考えられる。

アメリカ合衆国国内向けの Alco 製３気筒 2E1 の総生産両数は 59 両に達した。これを多いと見做して良いかどうかは確かに微妙である。使用者も Southern Pacific と U.P.鉄道に限られている。しかも、U.P.鉄道の方は Class 8800３気筒機関車の検修に余程、手を焼かされたと見え、1942 年には配下の３気筒 2E1、10 両全部を２気筒(27×32in.[685.8×812.8mm])

---

107 cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.―1930.* pp.257~259, Boynton, *ibid.* p.114.(但し、この本[写真集]はアメリカで製造された３気筒機関車を網羅したもので、2E1 機についてはスペックは元より、全車の写真、履歴から事故写真まで、あらゆる記録が集大成されており、言及箇所の特定が無意味な場合も多々ある)。３気筒 2E1 機の外観だけなら cf. O.,M., Kerr, *Illustrated Treasury of the American Locomotive Company.* N.Y. 1990, p.115.

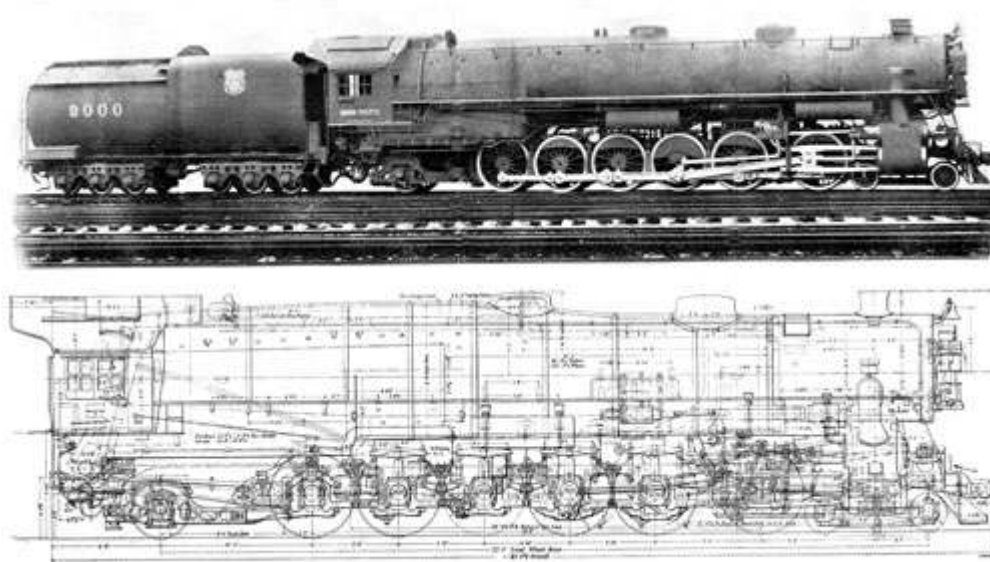
なお、2E1 といった特殊な軸配置に普遍的な愛称は無く、Southern Pacific 鉄道においては Southern Pacific 級と呼ばれ、Union Pacific 鉄道の方はこれを Overland 級と称した。序でながら、Southern Pacific 鉄道は 1996 年、Union Pacific 鉄道に吸収されている。

108 W.,W., Baxter, Union Pacific Tests Three Cylinder Engine. *Railway Review.* Feb. 6, 1926.(K. O.訳「三気筩機関車の試験」『業務研究資料』第 14 巻 第６号、1926 年)、*Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.―1930.* pp.260~261, 参照。

に改造してしまっている[109]。

もっとも、これはあくまでも後年の挿話に過ぎない。同時代の U.P.鉄道の志向は全く逆で、Class 8000 に踵を接するかのように、非･連節構造の機関車における軸数増加趨勢を更に進め、“１マイルの長さの貨物列車を旅客列車の速度で牽引させる”意図を体現した更に大きな３気筒機関車が開発されているからである。

図 6-14 に示す Alco-Gresley 式３気筒重量貨物機関車の頂点＝Union Pacific 鉄道の６動軸 12 輪連結機関車、即ち、2F1 の車軸配置を有する Class 9000 がそれである[110]。

図 6-14　Alco 製の６動軸 12 輪連結機関車 Union Pacific 鉄道 Class 9000(製造初年 1926)

西尾前掲書、巻頭グラビアより。

総重量 352t、最大軸重 26.6t、動輪径 1702mm、気筒は鋳鋼製２分割でボア×ストロークは 27×32in.(685.8×812.8mm：左右)、27×31in.(685.8×787.4mm：中央)、使用蒸気圧 220lb.(15.3kg/cm^2)、出力 4330hp、最大牽引力 43.5t、製造両数 88。なお、西尾が本文中で動輪径を 63 吋としているのは 67 吋の誤り。同書本文 187~206 頁、参照。

1926 年３月に初号機が製造されたこの機関車は Union Pacific 鉄道における 26.7t という軸重限界並びに新たに設定された 22ft.(6705.6mm)という煙管長制限に収まるギリギリの

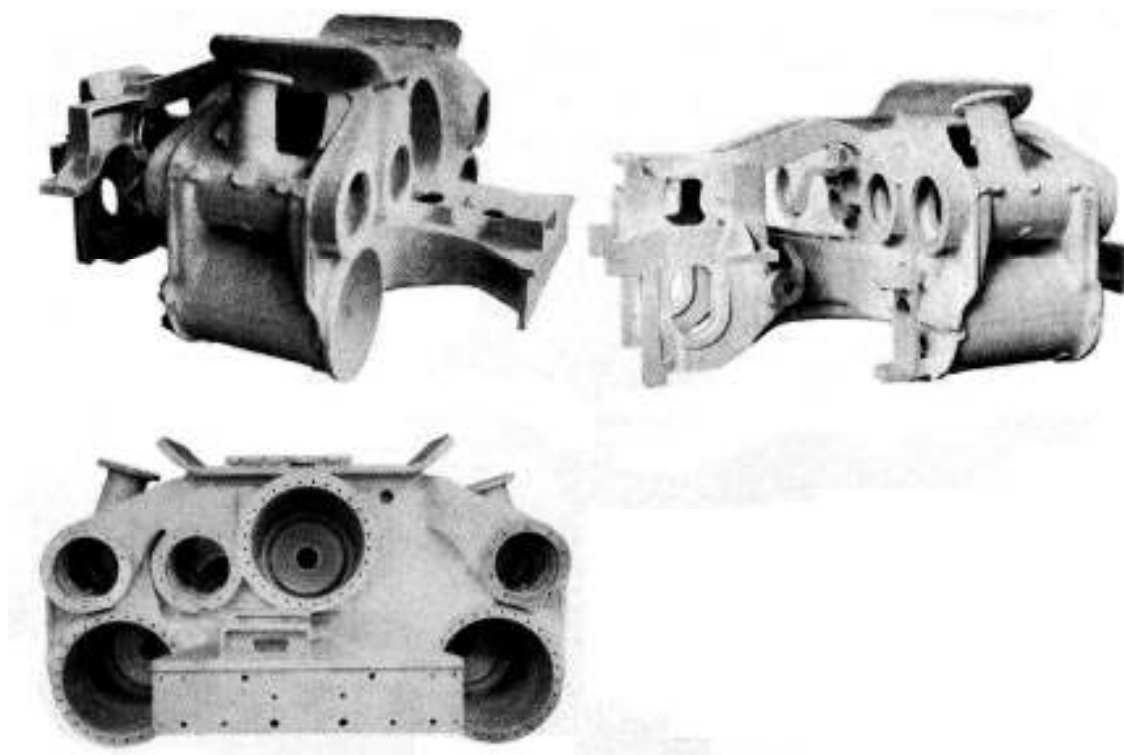
---

109 このクラス９両は２気筒化改造も空しく、1948 年から’54 年にかけて廃車となっている。cf. Boynton, *ibid.* pp.134~135.

110 *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.—1930.* pp.260,~262, 西尾『三気筒機関車の研究』巻頭グラビア、187~206 頁、参照。

寸度に設計されているため、燃焼室と煙室の奥行きはそれぞれ 6ft.8$^1/_2$in.(2044.7mm)、11ft.4in.(3454.4mm)と特大サイズであった。前者は燃焼と伝熱を助け、後者は通風の均一化、保守作業の容易化に役立った。火格子面積は 108.25ft^2.(10.06m^2)もあり、こちらも正にアメリカン･サイズであった。

面白いことに、煙管は大小の区別無しに 3$^1/_2$in.(88.9mm)のものばかりが 262 本あり、その内の 40 本には過熱管が挿入されていた。普通、こういう設計にはせず、太い大煙管に過熱管を通すことで結果的に細い小煙管との間にガス流に対する同一の抵抗が得られるように調整する。Alco のこの設計は通風力において煙室上部の方が下部に優ることを前提とし、かつ、この長さに世間並みの直径を持つ小煙管とすれば抵抗が過剰となり、通風力不足になることを見込んでの選択と想われる。無論、これらは明らかに、Class 8000 のボイラの使用経験から生まれた設計でもあった筈である。

図 6-15　Class 9000 の“Front Bed”

Association of American Railroads. *Locomotive Cyclopedia of American Practice. Eleventh Edition — 1941.* p.574, Figs.7.02~7.04.

Class 9000 の気筒は鋳鉄ではなく鋳鋼製であったが、軽量化のため、各部の基準厚さは 1in.(25.4mm)に設定されていた。製造は General Steel Casting Corporation による。この気筒ブロックには $^5/_8$in.(15.9mm)のスリーブが圧入された。ピストン弁の直径は 14in.(355.6mm)もあった。主蒸気管は左右とも内径 8$^1/_2$in.(215.9mm)と同径であった。右側

弁室には中央気筒になるべく湿り蒸気を送らないための工夫として一種のスチームトラップが設けられていた。

中央気筒軸の傾斜は 9.5° と、かなり大きかった。駆動は分割方式で、左右気筒は第３動軸、中央気筒は第２動軸を駆動した。主連棒長さは左右が 12ft.6in.(3810.0mm)、中央は 9ft.5in.(2870.2mm)であった。

動輪軸距は 30ft.8in.(9347.2mm)に達した。しかし、この動輪の内、第１、６動輪には復元バネを与えて横動を許容しているため、固定軸距は 17ft.6in.(5334mm)に抑えられていた。第４動輪タイヤは当初、フランジ無しであったが、後にこのケレンは撤回された。先台車の復元装置はコロ式。従台車はデルタ式であったが復元装置についてはバネ式と想われるも不祥。

15.5‰勾配線区でのテスト走行において 2D-D0 マレーと同じ牽引負荷を与えられた 9000 級は、ヨリ速い足とヨリ少ない燃料消費をマークした。8‰勾配線区においては同じ起動牽引力を有するマレーに対して 80%増しの t-mile/h という好成績を記録した上、その燃料消費率は二分の一弱に過ぎなかった。この時、カットオフは 48%、均衡速度 42mph (67.6km/h)、発生出力 4750hp であった[111]。

9000 級機関車は 1926 年５月に 14 両、1928 年に 23 両、1929 年に 25 両、1930 年に 25 両が追加発注され、総計 88 両も製造された。従って、この巨人機関車は、気筒数云々を度外視してみても、アメリカ巨人機の中で数量的に突出した存在であった。これは 9000 級が成功作であったことを証明する数字である。実際、この単一フレーム付蒸気機関車として世界最大出力を誇る彼女達は 1956 年まで３気筒のまま、活躍を続けている[112]。

もっとも、この間、更なるパワーを求めた Union Pacific 鉄道が次世代巨人機として Alco に開発させたのは２気筒を２組持つ、所謂 Simple Mallet の連節式機関車であった。1936 年から'43 年にかけて 65 両造られることになる 3900 級“*Challenger* ”(2C-C2)や、1941 年から'44 年にかけて 25 両造られることになる世界最大最強(?)の蒸気機関車 4000 級“*Big Boy* ”(2D-D2)がそれであった。

---

[111] cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.—1930*. p.261. 出力は連結器端における有効牽引出力を指すと考えられるが、原文は単に“4,750hp”とあるだけである。

[112] cf. D., Ross ed. *The Encyclopedia of Trains and Locomotives*. London 2003. pp.133~134.

Ⅶ．C52 から C53 へ

(1)C52 型蒸気機関車の開発とその概要

C52 型蒸気機関車(図 7-1)は 1925 年度、機関車本体のみ 6 両が Alco に発注され、1926 年 1 月、日本に到着、1 号車 8201 は 3 月に浜松工場にて組み立てられ、D50 用の炭水車を与えられて試運転に供された。残る 5 両も引き続き組み上げられ、6 両の C52 は東海道線に投入された。

図 7-1　C52 型蒸気機関車

総重量 136.9t、機関車重量 87.47t、気筒寸法 450×660mm、蒸気圧 13kg/cm^2、動輪径 1600mm、先・従輪径 940mm。

西尾前掲書、巻頭グラビア、本文 163~165 頁より。

本線投入に先立ち、C52 の 1 号機、即ち 8201 は東海道線上、並びに鉄道大臣官房研究所大井分室の機関車試験台上で徹底的なテストを受けた[113]。

先ず、名古屋鉄道局と官房研究所とが係わった C52(8201)の本線上でのテスト結果について、そのあらましを紹介しておこう。

1926 年 5 月 15 日から 21 日まで、6 日間かけて行われた最初の試験は東海道線、沼津~米原間を用い、両者の協力によってなされた試運転列車(特急列車に試験車と重量調整用客車を 2 ないし 3 両併結。15、16 日：13 両 500t、17 日以降：14 両 545t)による試験であった。機関室回りは名鉄職員が、試験車(ダイナモメーターカー)による測定及びインジケータ線図採取は浜松工場で設備の準備が行われ、測定は官房研究所職員が担当した。もっとも、このインジケータは初日に中央気筒用のリンク機構が壊れてしまった。

しかし、乗務員の慣れと共に C52 の試験成績は向上し、延着から定時へ、更にはダイヤを上回る走りを見せ、燃費も－6%、－7%といった向上が達成された。それでも、5 日目に

113　桑原謙次郎･安田三郎「蒸気機関車の牽引力竝抵抗に就て」『業務研究資料』第 14 巻 第 11 号、1926 年、桑原謙次郎「8201 号機関車運転成績」、同、第 15 巻 第 1 号、1927 年、桑原謙次郎･岡本一雄･永山豊･武藤倉治「大井機関車試験室に於ける 3 汽筩機関車の試験成績」同、第 15 巻 第 4 号、1927 年、参照。

は缶水補給を給水ポンプのみで行おうとして手違いを生じ、水量不足に陥ったり、６日目に給水ポンプの給水管にセットした水量計のベーンに不具合を生じてインジェクタのみでの給水を余儀なくされるなど、給水関係のトラブルには悩まされ続けている。

そうした様々なノイズにも拘らず、試験成績は概ね肯定的に総括されている。即ち、桑原は：

(イ)本形式はクランクエフォートが平均せる関係により機関車の動揺は 18900 形に比し頗る小なり。

(ロ)牽引力に於ては別紙曲線図表(第三図)……本稿図 7-2……の如く 18900 形に比し約２割５分を増加し得べく本形式に於て 55 両にては尚余裕あるを認めたり。

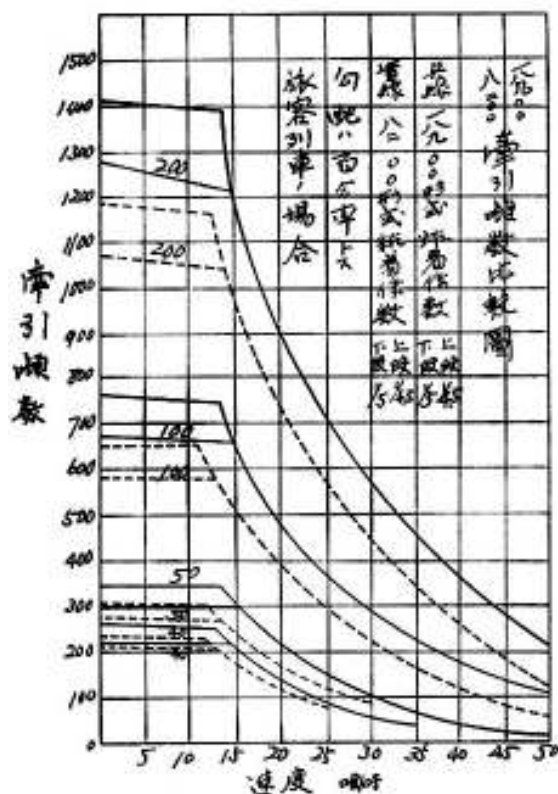
(ハ)燃焼率に就ては本試験に於て 10/1000 上り勾配線連続箇所に於て 55 両牽引の場合 70 封度附近にして罐水を補給しつゝ運転する場合に在りても 90 封度以上を出でず、此の点より見るも牽引力に余裕の存するを認め得。

(ニ)石炭使用量に就ては蒸汽使用中に対しては大差なきものと認むるも汽筩の数の多きと動輪の径小なるとバイパスヴアルヴの装置なく、ドリフチングヴアルブに変り居るを以て惰力運転中は 18900 形に劣る傾向あり、従て蒸汽使用時間を増加することとなるものと思考せらる。

(ホ)蒸汽過熱度に於ては連続蒸汽使用に於て 320 度附近にして成績良好と認む。

(ヘ)取扱に就て機関手としては特に異なる所なきも機関助手としては火床 40 平方呎なる関係上定数近く牽引する場合に於ては片手ショベルの使用は焚火に忙殺さるゝ傾向あるを以て本試験に於ては両手焚を採用せしめたるも其の得失に就ては尚研究に俟つべきものと思考す。

とまとめている。

図 7-2　C52(—)と C51(…)との牽引重量比較

桑原謙次郎「8201 号機関車試運転成績」第３図。

蒸気機関車は使用する石炭の発熱量やボイラにおける燃焼率によって発生出力も牽引力も変化する。ここでは同一条件での比較図として本図の限定的意義をご理解頂きたい。合せて速度目盛りが mile/h であること、本図における勾配の数値が図に言う百分率ではなく、$^{1}/_{n}$ であること、即ち、200 の所は $^{1}/_{200}$＝5‰、100 の所は $^{1}/_{100}$=10‰、同様に 50 の所は 20‰、40 の所は 25‰であることについても注意されたい。

なお、起動時の粘着係数は上の曲線が 0.22、下の曲線が 0.2 となる。この値はレールの表面状態(乾湿、撒砂の有無)によって異なって来る。0.25 といった粘着係数が前提とされることもある。トルク変動の小さい３気筒の 8200 に実用上、ヨリ大きな粘着係数が与えられるべきであることは論を俟たない。

さて、誠に遺憾ながら、本図においては縦軸が牽引トン数となっているにも拘らず、曲線自体は図示引張力曲線らしきモノが描かれている。このため、少々厄介でもこれと有効牽引重量を表す荷重曲線との対応付けについて一通り説明しておくことが適当であり、不可欠でもある(解り難い箇所については後掲の図 7-20、図 11-7 をも参照のこと)。

図示引張力曲線は次のようにして描かれる。蒸気機関車はフルギヤ走行が可能である極低速域においては一定かつ最大の気筒引張力を発揮することが出来る。C51、C53 の場合、夫々16.9km/h、18.9km/h がこの最大気筒引張力を発生し得る臨界速度となる(『新訂増補 機関車の構造及理論』下巻、253 頁)。

しかし、この最大気筒引張力の値は燃料品位や焚火・運転技量低下のための保険として粘着引張力より遙かに大きく設定されているため、実際にこれが発揮されれば動輪は瞬時に空転を始めることになる。よって、ほぼ一定の値を取る粘着引張力がこの間における機関車引張力の支配因子となる。

最大気筒引張力を発生し得る臨界速度を超えるとカットオフを短縮してやらねば蒸気供給が追い付かな

くなって来る。これ以降、カットオフの早まりと弁回りにおける絞り損失増大との相乗結果としての平均有効圧低下により気筒引張力＝トルクは急落し、程無く粘着引張力を下回るに到る。C51、C53 の場合、粘着引張力を発揮し得る臨界速度は 20.7km/h 及び 27.39km/h であり(同、254 頁)、この速度に達して以降はその時々に平均有効圧を下支えするボイラ蒸発量が機関車引張力を支配する因子となる。これが所謂、ボイラ引張力である。

もっとも、厳密には粘着係数(動摩擦係数)の方も一定ではなく、20km/h を超える辺りからはほぼ速度の１次関数の形でその低下傾向を際立たせて来るようになる。従って、この変曲点がどこに位置するかは粘着係数に係わる前提のなされ方次第である。

ボイラ引張力は速度増加と共に急激な低下の一途を辿るから右下がりの「㇏」の字状曲線が描かれる。よって、図示引張力曲線は全体として「厂」を左右反転させたような格好になる。

本図における 18900＝C51、10‰の曲線(100 の所の破線)を例に採れば、起動から 12~13mph.辺りまでの直線部分が粘着引張力曲線に当る。動輪は漸減して行く粘着係数が許す範囲で最大のトルクを発生し続けるものと見做されている(それにしても、C52、５‰、粘着係数 0.2 の曲線の勾配だけが特に急である理由は解らない)。

12~13mph.辺りから右はボイラ蒸発量が気筒蒸気消費量に追いつかなくなっている領域である。両者の懸隔は速度と共に益々大となり、ボイラ引張力は速度と共に急落している。

無論、蒸発量の相対的に大きなボイラを有する機関車ほど、この「㇏」の字部分への入りが右方にシフトする。C52 の曲線が C51 のそれより上にシフトしているのは基本的にはその大きな動輪上重量(粘着重量)の、右にシフトしているのはその大きなボイラ蒸発量のゆえである。

これに対して、有効牽引重量を表す荷重曲線の作成においては走行抵抗が勘定に入れられる。従って、直線部分が上図のように縦軸上のある１点からいきなり水平ないし緩右下がりに描かれることはあり得ない。それは、後掲図 7-20(破線)や図 11-7 のように、縦軸上のある１点から斜めに立ち上がり、低い速度でピークに達してから右下がりへと転ずる折れ線となる。

機関車を含む列車の総走行抵抗は静止摩擦を最大とし、転がり出しから暫くの間は急減するが、10km/h 辺りを境として底を打ち、増加へと転ずる。粘着引張力と走行抵抗との差の推移によってかような折れ線が描かれることとなる。

荷重曲線＝有効牽引重量曲線のボイラ引張力対応部分においては速度が増すほど空気抵抗を主因として総走行抵抗が増すという要素が加味される。そして遂に機関車は息切れ状態に陥り、どう頑張ってみても走行抵抗を上回る余裕トルクが発生出来なくなり、速度向上は止む。

島の“良いことずくめ”ないし“予定調和的”の回顧譚の中で大いにこき下ろされた２代目 8200 改め C52 型ではあったが、鉄道大臣官房研究所の桑原技師による時の評価はむしろ C52 のパワーを歓迎し、その運用における得失を冷静に見極め、鉄道省における運用方式自体についても検討の余地があることを指摘するほど虚心坦懐なトーンを帯びていた。確かに、試運転の結果を承け、C52 には鉄道省の乗務員や検修員たちが扱い易いようにするために 31 もの小改良(内、１件は国産炭水車関係)が施されてはいるが、列挙されている諸項目は概ね瑣末な変更ばかりであった。

誠に、歴史は後から創られるモノである。島の弁だけを頼りに国鉄史観に一切の警戒心を解いてしまうことが事実認識の探求という点から見て如何に危険な行為であるかは、これ一つ見ただけでも理解されるのである。

そこで以下、C52 の定性的特徴について、桑原や島の記述を追う形で若干批判的にコメントしておきたい。

島は 1600mm という C52 の動輪径が気に食わぬようであるが、そしてその理由については追々、明らかにされるが、それを先取りして平たく言っておくなら、大動輪径への固執は高回転化への逡巡の裏返しである。標準軌間の軌道上における蒸気機関車の速度記録は Gresley A4 によって 530rpm.ほどの動輪回転数で叩き出されているが、C62 の狭軌速度記録時の動輪回転数はたったの 391rpm.に過ぎない。翻って見れば、C52 の設計思想は低中速ダッシュ型、高回転型であったとも言える[114]。

桑原が(ニ)において動輪径について問題としているのも惰力走行時のポンピングロスとの脈絡においてのみであったという点も強調しておかれるべきであろう。足が短いから鈍足である、などというナンセンスは語られていなかったのである。

動力装置の細部が気に入らぬ、という島の評言から一番に思い当たるのは C52 においては鉄道省の蒸気機関車におけるようなバイパス弁が設置されていなかった件である。バイパス弁とは絶気運転(蒸気供給を絶った惰力走行)時、気筒の前後を連通させ、ピストンに背圧がかかって徒にメカニカル･ロスが昂進されるのを防ぐ仕掛けである。

C52 がこれ無しで済んだというのは、バイパス弁の代わりに“惰走弁”(drifting valve)が用いられていたからである。これは絶気運転中も少量の蒸気を主蒸気管に送り、気筒に供給する仕掛けである。これなど、アメリカにあっては長い峠越えの後の延々たる下り勾配を行く蒸気機関車の気筒冷却を防ぐという意味を兼備した装置と想われる。蒸気には又、多少の自己潤滑性が備わっている。満鉄の機関車でも、少なくともかのパシナはバイパス弁無しであった(熊谷『SL への挽歌』242 頁)。当然、その埋合せとして惰走弁が設置されていた。また、満鉄においては自動惰走弁の単発的試用実績も認められる。

しかし、蒸気消費率、即ち水と石炭の消費率に神経を尖らせ、現場を叱咤せざるを得なかった鉄道省技術幹部たちにとって、こんなモノは誠に癪に障る技術であったろう。また、現場では機関士がこれを閉め忘れていて、再起動時にブレーキを緩めた途端に機関車が動き出し、危機一髪、といったケースもあったという[115]。

---

114 C52 の技術的特徴点については西尾廣義『三気筒機関車の研究』163~176 頁、参照。

115 惰走弁関係のトラブルについては明石洋三「超特急“燕”の無停車運転で東京へ」(『鉄道ファン』Vol.29 No.342 1989 年)、西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』7 頁、参照。

JR 西日本の 223 系近郊電車が投入直後、ガタの大きかった WN 継手からの騒音発生を嫌い、惰行運転時、僅かに回生ブレーキを効かせていた、などというエピソードを耳にして久し振りに C52 の惰走弁を想起したのは筆者だけであろうか？

島が嫌悪したボイラないし火室、および焚火法について述べよう。先ず、ボイラ自体について見れば、蒸気ドームを最も騰発が盛んな火室に近い缶胴部に設けるのはアメリカ流の設計であった。しかし、これでは発車時に缶後方の水位が高まり、加減弁から缶水が溢出し、汽水共発のような事態に陥ることが多かった。発車時には水位を十分高め、蒸発を盛んにしておきたいのが人情であり、物理的要請でもある。C52 の場合には狭軌の機関車でボイラそのものが小さいことも汽水共発の誘因となっていたのではないかと考えられる。A3 最終型以降の“banjo dome”のような工夫が凝らされていれば、この問題は綺麗に片付けられていたことであろう。

また、Alco は C52 の火室に燃焼室の設置を奨めたが、鉄道省はこの提案を却下したという(燃焼室設置を巡る遣り取りについては川上『私の蒸気機関車史』下巻、364 頁に簡単な言及が見られる)。

当時の鉄道省技術者の燃焼室についての考え方としては、

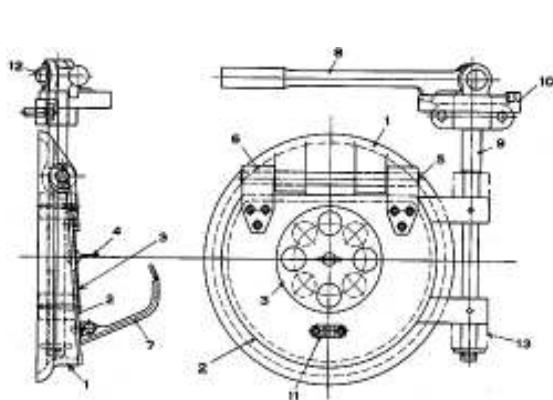
> ……相当よい方法であるが、併し構造が複雑で製作困難なるのみならず、修繕といふ点からいつても現在の火室に於てすら悩まされて居るのに、より複雑な腐蝕箇所の多い火室となるのが欠点と思はれる(多賀祐重「機関車罐の煙管の長さに就て」『業務研究資料』第 15 巻 第 7 号、1927 年)。

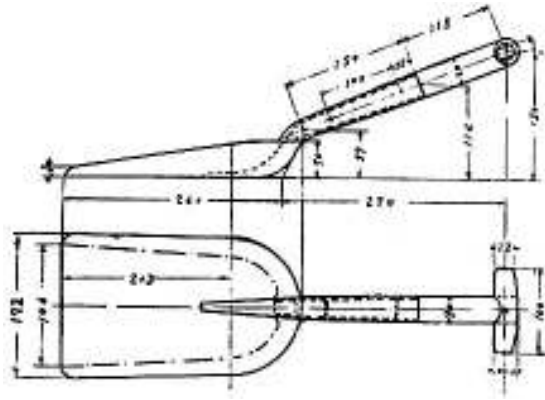
といったところが平均的であったから、それも致し方ない事態であった。

「仕様については極めて大筋だけが定められて、あとは頗(すこぶ)る自由に向うまかせにしてあった」との島の弁は、それ故、重要な真実を伝えていないワケである。

問題の焚火法について見れば、鉄道省~国鉄では当時、機関助士に対して片手ショベル(通称“ワンスコ”: 図 7-3 右)を用いて頻繁な投炭を繰り返すことで火格子上の燃焼炭層の厚さ分布を常に最適化し、良好な燃焼を維持させ、燃料たる石炭を限界的に節約する焚火法を執らせていた。それは又、機関助士達の誇りにも昇華せしめられていた。曰く、

> 吾等のショベルから散布せられる石炭は、吾等の成績を示し、成績は即ち技倆の巧拙、作業精神の弛緩等を完全に示すもので、換言すればショベルは己が技倆並に精神を流し込む所の樋である。樋が不完全であれば、通水は又不完全となる。古(いにしえ)の武士は刀を以て己が魂とし、名匠は「仕事は道具が為す」との信念を深く膽(きも)に銘して、寸暇があれば道具の手入に専念した様なことは、吾等の学ばねばならないことである。
>
> 之を以つて諸君は、如何に少なるマクレ(突當から生ずる折返し)でも、之は石炭の經路を変へるものであるから、ハンマーにて輕く叩いて修理し、油気のあるボロにて丁寧に拭き取つて置かねばならない。又泥水附着して赤錆と化し、穂先摺り切れ、或は割れ又は凹凸の甚だしいものを其の儘に試用する様なことは最も好ましくないことである(運転教育研究会前掲『最新 燃焼の理論と給油』207~208 頁)。

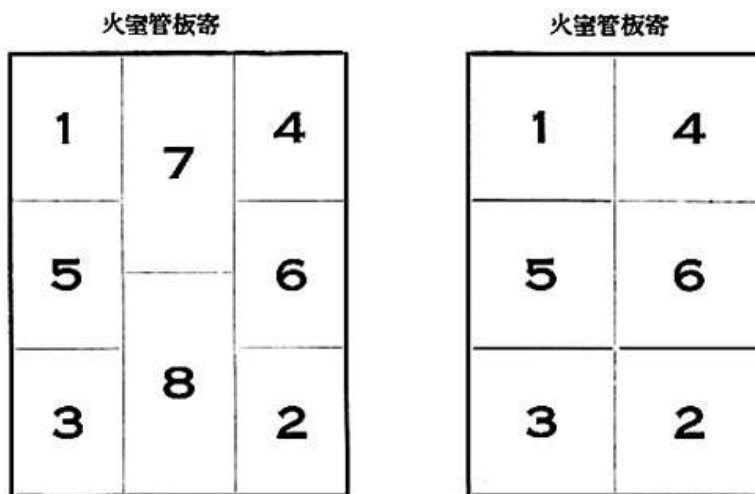
図 7-3　手動焚口戸と機関助士用片手ショベル、通称“ワンスコ”

機関車工学会『最新 機関車名称辞典』改訂増補第 6 版、21 頁、第 15 図より。

焚口戸釣(7)又は焚口戸釣受(11)に取付の鎖を引き、焚口戸(2)を上げ、最大幅 325mm の焚口より投炭。

運転教育研究会『最新 燃焼の理論と給油』207 頁、第 70 図(白黒反転)。

0.9mm 鋼板製、穂先幅 172mm、奥行 260mm、柄の角度 20°、柄の全長 265mm、重量 700g 以内。

また、機関助士試験には 600kg の石炭を 18 分で模型火室の火格子上に正しく投炭する実技試験が課せられてもいた。これは 2000kg/h の投炭率に相当し、9600 型なら 862kg/m^2/h、C51 型で 790 kg/m^2/h、C53 や D51 クラスでも 610 kg/m^2/h を上回る高い燃焼率となるレベルの超激甚作業であった。因みに、C51 を用いて実際の仕業で為された実験に拠れば、実用上は 500~550 kg/m^2/h 辺り、つまり投炭率にして 1400~1500kg/h 程度が日本人機関助士にとっては精一杯で、短時間でも 700 kg/m^2/h を超えるようでは関節に障害が及ぶ苦役となったという(同上書、285~286 頁)。

投炭順序は古くは図 7-4 のように定められていた。これは“交叉焚火法”と呼ばれる焚火法であり、9600 以上の広火室(左)と 8620 程度までの狭火室(右)の場合とに分けて図示されている。

図 7-4 “交叉焚火法”による投炭順序

運転教育研究会『最新 燃焼の理論と給油』210 頁、第 71 図。

投炭後の火格子上に形成される石炭層の厚みは通風性との均衡上、「前方に薄く、後方に厚く、左右前後の罐板に沿ひて特に厚く」(同、209 頁)するのが良しとされた。前後方向に差をつけるのは通風力の作用自体との均衡を図るためであり、罐板に沿って厚味を増すのは平面と粒子との接触部位の方が粒子の相互噛合い部位より大きな空間比率となる事態をキャンセルするためである。実務上においては炭層の厚味について、こと細かに具体的な指定値が定められていた。そして、この標準値との差によって機関助士の成績が云々された。

鉄道省におけるこの労働強化的石炭節約法の追窮は名古屋鉄道局の東野なる機関車係長により、ショベルで普通に放り込む投炭法(“平ショベル” ないし “普通ショベル”)に代る動作、即ち、投入の瞬間、ショベルを右又は左に素早く裏返すように捻り、石炭を通風力に逆らって火床に叩き付けることでコントロール良く、しかも薄く分散させ得る焚火法(“伏せショベル” ないし “返しショベル”)が開発され、標準動作として制定されたことによって加重されていた。とりわけ、C51 辺りまでの手動焚口戸(図 7-3 左)を装備した機関車においてこの焚火法が実行される場合、焚戸口の開度を大とする必要をも生じ、助士にとっては右手のみ

ならず左手にも余分の負荷が課せられることとなった[116]。

図 7-5 は３名の機関助士に“普通ショベル”及び“返しショベル”によって上記各区画に１杯ずつ実際に投炭させた実験の成績を示す図で、濃淡(原図では赤色)によって炭層厚の過大及び過小が表現されている。こういった投炭実験を通じて“返しショベル”の効能や、機関助士の投炭技倆における個人差が実証された。

図 7-5　３名の機関助士の投炭成績比較

---

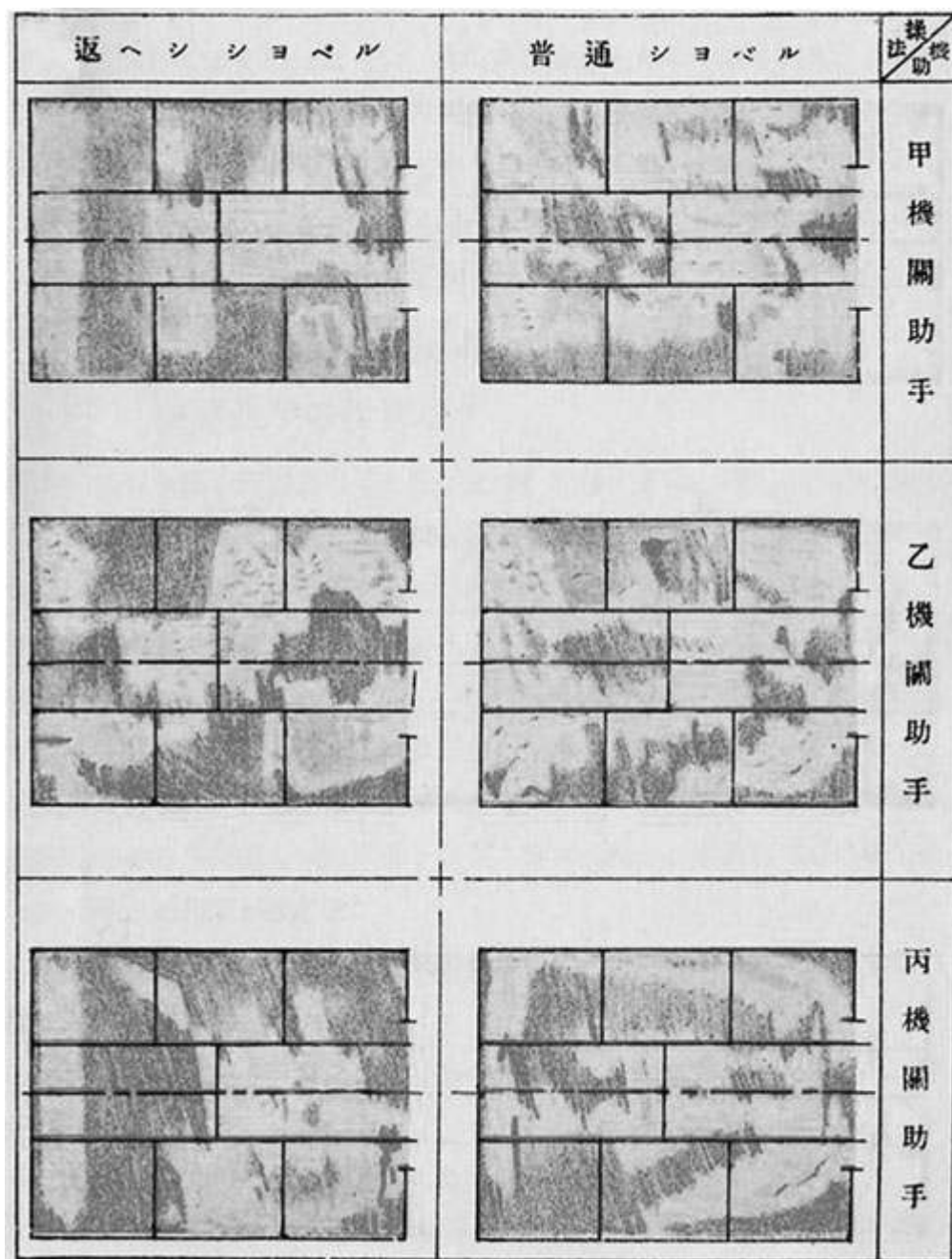
116 熊谷孫惣によれば、アメリカからの輸入機関車が幅を利かせていた頃は皆、両手ショベルで焚火していた。ある時、片手ショベルで焚火するものが現れ、“無精だき”などと蔑視された。しかし、やがてこの焚火法による石炭消費成績が案外優良であると判明し、片手ショベルの使用が普及したという(『SL への挽歌』61~62 頁)。但し、言うまでもなく、これが“無精”たり得るのは機関車が小さい場合だけである。片手ショベルによる投炭の意義やその創生について、ヨリ詳しくは今村一郎『機関車と共に』ヘッドライト社、1962 年、69~77 頁、参照。

“伏せショベル”の考案時期については不明であるが、本山邦久に拠ればそれは永らく放擲されていた後、再発見されたもので，その功労者は本山自身であったらしい。

……従来九州一体に行はれて居つた火室後方の投炭に対する引ショベルと、ショベルの刃先きを上げることゝを止め、全然顧みられなかつた伏せショベルの徹底的練習と実用とに全力を注ぐ外、局員自ら陣頭に立つて機関車審査、伏せショベル投炭法の審査等、寧日なき迄に現場員と堅く手を握り合つて、実に血の出る様な努力をしたのである。其の実情は知る人ぞ知る。……斯くして生んだのが【昭和】四、五年の石炭成績であった(門司鉄道局機関車課長時代[1929･4~1931･6]についての回想。『見たまゝ 聞いたまゝ』交友社、1939 年、257 頁。【】内引用者)。

……私が名鉄の現場を観察した時、門鉄で実施した前期の実行項目は其儘取り来つて名鉄に用ふることの妥当なるを知つた。……

〔伏せショベルの教養〕完全燃焼は石炭の撒布。又強通風に対する投炭に速度を付け速に火床上に落す。此の二つの目的を果す為には伏せショベルを使用するに在る。處が伏せショベルの熟達は相当難事であるのと、非常に労力を要する等の点から、易きに付くの習ひで何時とはなしに忘れられ、当時新しい機関助士中には伏せショベルの言葉さへ知らなかつたものが相当あつた。其處で模型火室投炭練習を充分にする事、指導する者即ち指導員自身達人となること等大に全員の熟達に努めた(名古屋鉄道局機関車課長時代[1931･7~1934･6]についての回想。同上書、260~261 頁)。

“伏せショベル”の導入効果については本山同上書 240~274 頁、参照。“付せショベル”そのものについてはまた、運輸教育研究会前掲『最新 燃焼の理論と給油』282 頁、中野前掲『汽車の罐焚き』35~37、48~51 頁、陸運教育研究会前掲『焚火･給油』66 頁、参照。

運転教育研究会『最新 燃焼の理論と給油』284 頁次、折込第 86 図。

ところが、よほど小形の蒸気機関車でもない限り、助士に片手ショベルによる投炭、あまつさえ“伏せショベル”を押し付けるなど、わが国以外では考えられない姑息な所作であった。

今村は後者について、1942 年 11 月に行われた「列車運転における石炭の節約について」と題する講演の中で正直にも、

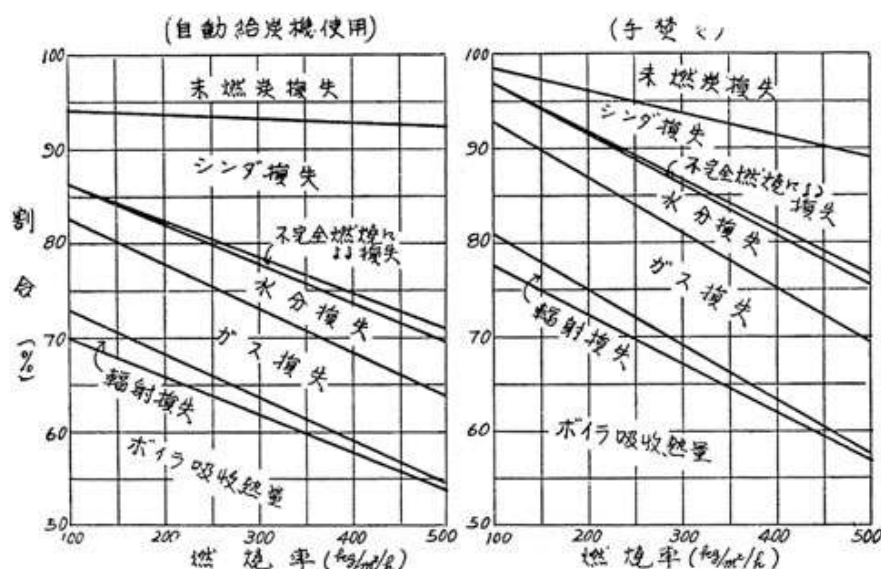
……投炭の都度手首を捻らねばならぬので、機関助士には相当の苦痛でありまして思

う様に実績は挙っておりません(『燃料及燃焼』1943 年１月、今村一郎『我国蒸気機関車発達の歴史』日本鉄道運転協会、1962 年、217~230 頁、所収、より)。

などと述べているが、短期決戦的取組みならまだしも、長期持久戦ともなれば蓋し当然の帰結であろう。

これに対して、欧米では両手スコップで疎らに、漫然と投炭するのが普通であった。アメリカでは低質炭や薪を焚くため、Wootten 火室と称する広火室を更に大きく膨らませた火室に焚口を２つ設け、２人の機関助士に投炭させる例さえあり、自動給炭機の採用も早かった。これを２基搭載した巨人的機関車も珍しくはなかった。

序でに延べれば、この自動給炭機なるモノは石炭の節約という点から観ると落第技術であった。戦後、C62 を用いて国鉄が行った実験に拠れば、自動給炭機を用いて焚火する際の熱効率(ボイラ吸収熱量の総発熱量に対する割合)は手焚の場合に比して数％劣っていた(図 7-6)。

図 7-6　C62 を用いて実施された手焚と自動給炭機による焚火との熱効率比較試験成績

諸損失の性質については次の通り。

ａ．未燃炭損失　不完全燃焼のため、灰の中に埋もれる未燃炭の損失熱量

ｂ．シンダ損失　シンダとなって煙突外に飛散し、あるいは煙室内に残るものの損失熱量。自動給炭機は石炭をスクリュー･コンベアで送り、蒸気ジェットによって撒布する過程でその粉化を促してしまうため、この損失が手焚の場合より著しく多くなる

ｃ．水分損失　石炭中に含まれる水分を蒸発させ、周囲と同じ温度にまで加熱するための熱損失

ｄ．ガス損失　燃焼ガスが排気として持ち去る熱量及び石炭から発生する可燃性ガスが不完全燃焼のまま排出されることによる損失熱量。手焚においては焚口からの低温２次空気侵入により燃焼が妨げられる。自動給炭機においては蒸気ジェットが燃焼場のガスを攪拌して燃焼を改善する。このため、シンダ損失とは逆に、ガス損失は手

焚の方が大きくなる。

e．輻射損失　　ボイラ外周から大気中に散逸する熱量

一色左右門『実務運転理論』中央書院、1956年、31頁、第1.15図、同注及び本文記述より。一色は国鉄運転局列車課職員で中央鉄道教習所講師兼任。

それでも、上述の通り日本人ならC51クラスでも燃焼率が550kg/m²/h辺りを超えれば人力投炭では賄い切れなくなる。火格子面積の増大と燃焼率の抑制とを組み合わせれば、吹抜け損失が減る分だけボイラ効率を稼ぎ得るという計算にはなるものの、限界投炭率1400~1500kg/hという制約条件は厳然として存在する。よって、ある程度以上に大きな火室を有する石炭焚の蒸気機関車においては自動給炭機が必須の補機となる。

戦後、国鉄において導入された重油併燃方式は燃焼率を高める程に通風力が高まり、吹抜け損失、とりわけシンダ損失が著増して熱効率が低下するという悪循環から逃れ、燃焼率と熱効率の同時向上を図るためのブレイクスルーであった。1948年、鉄道技術研究所によって総発生熱量に締める重油熱量の割合を0～45%に変えて行われた実験の結果に拠れば、ボイラ効率は重油10%増毎に2%強～1%強改善されている。これは往時、代表的産油国であったアメリカにおいて早い時期から蒸気機関車の重油焚が始まっていることの技術的根拠を追試した実験ともなっている[117]。

ともかく、大き目の火格子面積を確保しておくことはアメリカでは当り前の設計であり、C52なども体格体力の優越したアメリカ人を基準に、後の自動給炭装置付き機関車D52やC62に比肩するほど大きな3.8m²にも達する火格子への、当然、両手ショベルを用いた投炭を前提として設計されていた。これが国鉄人の間尺に合わなかったのも、1935年に鉄道省によってなされた14kg/cm²化改造の際の火格子面積縮小改造がそのボイラ効率の低下を招いたことも蓋し当然である。

西村勇夫はC52の焚火作業について、当事者の回顧談を引く形で、

> かつて機関助士(手)としてこの機関車に乗務された、明石洋三氏は、大正末期は、石炭節約がさけばれうるさくいわれだした頃で片手シャベルが奨励されていた、8200で片手シャベルで浜松まで各停で乗務するとうでが棒のようになったと当時をふりかえる(西村勇夫『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』私家版、1992年、6頁)。

と述べている。

問題の本質は「其の得失に就ては尚研究に俟つべきものと思考す」との指摘にも拘らず、この旧弊な片手ショベル投炭法が姑息にも延命されたことに在る。それは撫順炭との関連で上述されたように、財政逼迫下の鉄道省が採った常套手段＝現場職員の使命感を煽り、これに乗じつつ労働強化、即ち現業部門へのシワ寄せ、軍隊並の人間使い捨てを以て経費節減を貫徹するという恥ずべき行為の典型であった。鉄道省が現業職員に対して“一銭五

117　一色左右門『実務運転理論』中央書院、1956年、35~36頁、参照。

厘”的感覚を持ち合わせていたこと歴然である。

優等列車の通過待ち等で長時間待避を余儀無くされる仕業に当る乗務員たちの中に、停車中、古枕木を割っては薪にしてボイラの保火に当り、石炭節約を図るが如き滅私奉公的献身行為がなされるようになったのもこの頃である(熊谷『SL への挽歌』18 頁、参照)。

一方、C53 はと言えば、その火格子面積は C52 のそれほどではないにせよ、3.25m² に達していた。石炭節約への強迫観念に駆られた名古屋機関区長、瀬戸義太郎などは D50 譲りの C53 の動力焚口戸(ペダル操作・圧縮空気作動)をワザワザ手動に改造させ、特急仕業においてさえ片手ショベル投炭を実施させたりしたのであるから、無理もここに極まれり、といった状況が醸し出されていた[118]。

もっとも、戦後初期に再版された戦時中の文献にはこんな記載がある。

> 石炭の撒布を充分にして完全燃焼を起さしめる爲には、一度に小(ママ)量づゝ投入するのがよいので、之が爲に片手ショベルが用ひられるが、燃焼率 550 瓩近くの重作業になると３平方米以上の火格子面積を有する機関車(D51,C59)等に在っては間に合はなくなる。此の様な場合には両手ショベルを用ひて、一回の掬量を２～３倍(片手ショベルの掬量は一瓩内外である)とし、仕事量に適応させる。両手ショベルは甲種、丙種の二種に分れ、その使用法に就ては局達で定められている。乙種は片手ショベルである(陸運教育研究会『焚火・給油』鉄道教科書株式会社、再版、1948 年、66 頁)。

両手ショベルによる焚火法の普及は炭質低下への対応措置でもあった。この通称“両スコ”(ないし“大スコ”)による焚火法の主流化を裏付ける事例としては名古屋機関区において

---

118 瀬戸機関区長による C53 焚口戸改造の一件については、元名古屋機関区 金森 實指導機関士の談話による(西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』32 頁)。

齋藤七郎『―わが青春― 急げ！D50，走れ！C53』蓬左書房、1972 年、の 41~51 頁、及び、(日本国有鉄道名古屋鉄道管理局内)「SL と共に」編集委員会編『SL と共に』鉄道科学社、1986 年、29~31 頁には C53 の模型火室を用いた片手ショベルによる投炭訓練や試験の模様が活写されている。また、向坂前掲『機関車に憑かれた四十年』61~70 頁にも投炭訓練や試験に関する相当にまとまった記述がある。但し、こちらの模型火室の機種は 9600 型で火格子面積は 2.32m² しかない。また、今井吉郎『SL 蒸気機関車の思い出』文芸社、2004 年、71~74 頁には D51 の模型火室を用いた片手ショベルによる投炭訓練の状況(1953 年)が活写されている。

但し、走行中、蒸気機関車は“まるで大八車に乗っているようなもの”(西村勇夫)とも“地震にたとえれば震度五はあると思うくらい”(今井吉郎)とも形容されたほどに動揺が激甚であったから、模型投炭訓練の成果を具体化する焚火は容易ではなかった。なお、文学作品であり、内容的に尻切れトンボではあるが、中野前掲『汽車の罐たき』は投炭訓練、投炭試験及び乗務に係わる聴き取りに基づく優れたドキュメントである。この作品の評価については川端『ある機関士の回想』146~147 頁、参照。

なお、『SL と共に』112~113 頁には自動給炭機が装備されていなかった D52 戦時型が 1200t の重量貨物列車を牽引して関ヶ原に挑む際に繰り広げられた助士２名による交互焚火作業の模様が紹介されている。

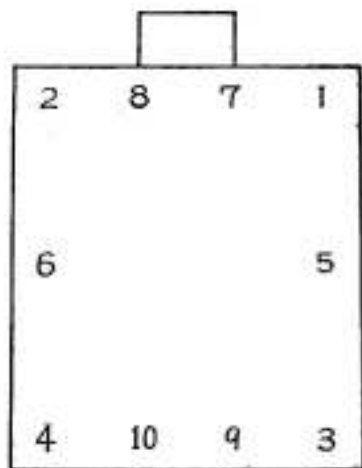
1942年8月31日に開催された鉄道局管内の1942年度機関区対抗投炭競技会が甲種ショベルを以て行われた事実を伝える優勝者 羽多野勝三機関助士(後、機関士を経て名古屋機関区指導機関士)の記録文書を挙げることが出来る(西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』141頁)。

桑原も(ハ)で取上げている燃焼率とは、繰返すまでもなく、火格子面積 1m²・1時間当り石炭燃焼量の謂いである。上の文章を読めば、島の代表作であり C53並の 3.27m²という火格子面積を有する D51や、島イズムの今一つの具象化物である C59は両手ショベルでの、C52 の設計者によって前提されていたような焚火法が常道とされ、かつ実行されていたことになる。そこに戦時中の炭質低下への対応策という意味が込められていたことは事実であるにせよ、両スコ化は所詮、無理は長続きしないし、させてはならないという大勢の現れとして理解されるべきであろう。

それにも拘わらず、この国有鉄道の空の下、事実の推移はさほど単純ではなかった。「仕事量に適応」した投炭法としてのワンスコ・伏せショベル投炭法はしぶとく戦後における D51の運用にまで生き残る。戦後間もない1947年に岡山鉄道管理局から通達された「機関車模型火室投炭競技会規程」はこの点を今に伝える内容を有している[119]。

即ち、同鉄道管理局管内においては、模型火室として9600及びD51のそれが用いられ、ショベルは「甲種」両手と「乙種」片手とが使い分けられており、両手ショベルは一掬い2kg、片手ショベルは同1kgが標準の掬い量として定められていた。

投炭順序は勿論、図7-4、7-5に示されるそれではなく、昭和に入り、従来の“交叉焚火法”に代って推奨されるようになった“環状焚火法”によるもので、図7-7のように指定されていた。中央部に積極的に投炭しないこの焚火法の方が若干ではあるが石炭節約効果に優ったと伝えられている。

図7-7　模型火室投炭競技会における投炭順序(環状焚火法)

岡山鉄道管理局『機関車乗務員必携』141頁、より。

---

119 岡山鉄道管理局『機関車乗務員必携』大鉄図書、1952年、141~146頁、参照。

“環状焚火法”のメリットの詳細については運転教育研究会『最新 燃焼の理論と給油』210~212 頁、参照。

競技会は第1期、第2期、第1種、第2種に分かたれ、投炭量と時間は次のように定められた。

9600 型(片手ショベル)

第1期	200kg	200 杯	7 分 20 秒
第2期	200kg	200 杯	7 分 20 秒
計	400kg	400 杯	14 分 40 秒

D51 型

第1種(片手ショベル)

第1期	300kg	300 杯	11 分
第2期	300kg	300 杯	11 分

第2種(両手ショベル)

第1期	300kg	150 杯	7 分 30 秒
第2期	300kg	150 杯	7 分 30 秒
計	600kg	300 杯	15 分

第1期投炭実技終了後、火床面を測定し、そのまま継続して第2期投炭実技が行われた。各期における火床の測定箇所並びに各測定点について定められた炭層の標準厚さは図 7-8、7-9 の通りであった。

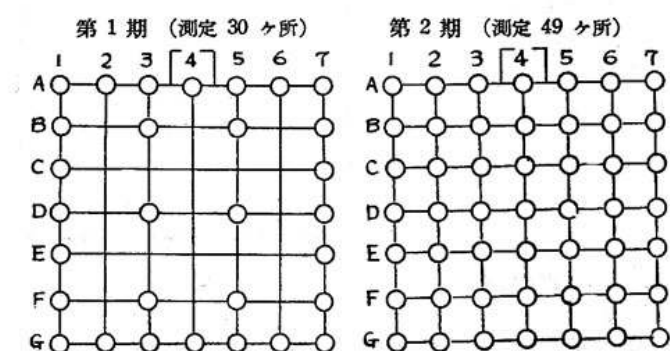
図 7-8　火床の測定箇所

同上書、142 頁、より。

図 7-9 各測定点における炭層の標準厚さ

1. 9600 形

第一期

210	185	170	160	170	185	210
150		120		120		150
140						140
130		100		100		130
120						120
110		80		80		110
155	140	125	115	125	140	155

第二期

365	335	315	305	315	335	365
290	260	240	230	240	260	290
270	240	220	210	220	240	270
250	220	200	190	200	220	250
230	200	180	170	180	200	230
210	180	160	150	160	180	210
260	230	210	200	210	230	260

2. D 51 形

第一期

225	200	185	175	185	200	225
160		130		130		160
150						150
140		110		110		140
130						130
120		90		90		120
190	165	150	140	150	165	190

第二期

390	350	325	310	325	350	390
305	275	255	250	255	275	305
285	255	235	230	235	255	285
265	235	215	210	215	235	265
245	215	195	190	195	215	245
225	195	175	170	175	195	225
305	270	250	245	250	270	305

同上書、143 頁、より。

機関助士並びに機関助士見習いから成る選手たちに与えられた持ち点は 500 で、そこからの減点法による採点が行われた。その減点基準たるや：

・火床基準寸法からの過不足の合計 1mm につき 0.1 点(但し、A1~7、D1, 7 における超過 20mm 以内は許容する)。
・時間延長 1 秒につき 0.5 点
・火室内煉瓦アーチ上への焚き上げ 1 g につき 1 点
・火室側板外への飛散 1g につき 0.2 点
・ボイラ焚口前の散乱炭 10g につき 0.1 点
・伏せショベルの不履行(捻りが水平から 90° を超えない場合) 1 回につき 1 点
・火層が逐次層をなさない(故意に火床凹みを埋めるような)場合、 1 期につき 10 点以内

・撒布状態の甚だしい不良(範囲僅少)、１回につき 0.1 点
・投炭順序の誤り１回につき 0.2 点(５が３、４が６程度に撒布されることは差し支えない)
・ショベル刃先の焚口、焚口戸、又は石炭すくい出口への突当て１回につき１点(ショベル横面の接触は差し支えない)
・火室内に手首が入ること１回につき１点
・火室内覗き込みによる投炭動作の途切れ１回につき５点
・ショベルの取り落とし１回につき 10 点
・ショベルの火室内投入１回につき 50 点
・石炭を掬う際の焚口戸開放１回につき 0.2 点
・服装･姿勢の不良……認定により減点
・不適当動作……認定により減点

などという誠に“微に入り細を穿った”内容となっていた。

鉄道省時代のみならず、戦後における国鉄の蒸気機関車乗務員、とりわけ機関助士はこの競技会と同様のスタイルで実施された試験をパスすることで漸く見習いからの脱却を果たし、かつ、昇進後も引続き日々の仕業に、折に触れての競技会に、世界的にも稀なその肉体的･精神的重圧重荷を背負わされ続けた。

左様な塗炭の苦しみに苛まれること甚だしかった鉄道省の蒸気機関車乗務員たちにとって、C52 のボイラ周辺機器に係わる遣い辛さなども毛嫌いのタネに他ならなかった。因みに、注水器(インジェクタ)として C52 には鉄道省標準のグレシャム型ではなく、シンプレックス R 型(セラー式)なるものが装備されていた。

他方、C52 に採用されていた煙管の煤吹き装置(Superior Soot-Blower)などは省力化や 3K 仕事の機械化を念頭に置くアメリカならではの仕掛けであり、乗務員をサポートすべき我が検修員たちにとっても一種の福音だった筈である。しかし、未だ熱気が残る火室内に“チュウブ屋”と呼ばれる役目を担う若い、将来の乗務員を目指す庫内手たちを送り込み、カンテラの明かりを頼りに 6m になんなんとする煙管一本一本に鉄棒を突き通し、あるいはホースから圧縮空気を放って煤と灰を落とさせる作業を当然と考えた鉄道省の本省技師たち

にとって、そんなモノは無用の長物でしかなかった[120]。

その反面、C52 を通じて鉄道省に伝播した新技術として、動力発生機構では気筒ブシュの採用(C52 の場合、13mm 厚)、ピストンボスを鋳鋼で中空構造に吹き、完成後、これを桜色まで赤熱させた上、鋳ぐるみによってリム部を鋳鉄で成形し、完成後、これを機械加工してリング溝を切削する工法が挙げられる[121]。

この手間のかかる工法はそのままリピートされはしなかったが、ピストン体全部が鋳鋼で吹かれた従来の鉄道省型ピストンより気筒との摺動面を鋳鉄で造ったこの種のピストンの方が気筒のカジリが少ないことが実証されたため、C53 のピストンには組立式と称し、ピストン体を鋳鋼で、ピストンリムを鋳鉄で吹き、両者をリベット止めしたものが採用されている。

もっとも、C55 以降の型式においては薄肉鋳鋼製･中空構造の箱形と称するピストンに改められている。C12 と C56(鋳鉄ピストン)、それに B20(同前と推定)を除く鉄道省設計の蒸気機関車には皆、ピストン尻棒が付いていたからピストン体と気筒内壁との直接接触についての心配は少なかった筈である。従って、尻棒の無い中央気筒分を除けば C53 の設計の方が屋上屋を架す体のモノだった訳で、この転換の方が合理的であったと言える[122]。

足回りに関しては様相が一変する。C52 に採用されていた台車の偏倚量に係わらず一定の復元力を発揮するハート･ブロック式ないしエコノミー先台車は大形機 C53、C59、C60、C61、C62、中形機 C55、C57、小形機 C50 に用いられ(同方式は C11 の従台車の復元装置にも採用)、その従台車に採用されていたリンク･コロ併用式復元装置の内、コロ式復元装置の方は C53 の従台車(復元力はバネによる)、D50 の最終改造型機、D51、C58、C10、C11、C12、E10 などの先台車(C12、E10 は従台車にも使用)に応用された[123]。

---

120 勿論、煙管の煤払いが必要なのは、煤の堆積による煙管の有効断面積縮小、内面のガス流に“対する摩擦係数増大、熱伝導率低下の３つを防ぎたいからである。チュウブ屋”ないし“チュウブツキ”の件については齋藤前掲『急げ！D50，走れ！C53』、46 頁、『SL と共に』16~17 頁、今井前掲『SL 蒸気機関車の思い出』38~44 頁、川端新二『ある機関紙の回想』イカロス出版、2006 年、10~14 頁、参照。今井の記述は一際、印象的である。ビジュアルな資料として小関与四郎『国鉄･蒸気機関車区の記録』アーカイブス出版、2008 年、52~57、94~101 頁、参照。

もっとも、蒸気機関車の日常の検修においてはその回転率を高めるため、熱気の残る火室に検修員を送り込むことは洋の東西を問わず、常識であった。松原前掲『蒸気機関車とともに』68 頁には有火での火格子修理に係わる壮絶な場面が活写されている。何事においても計算高いアメリカでは相当に厳しい作業が要求されていたらしいが、日本と比べてどうであったかについては遺憾ながら不詳とせざるを得ない。cf. G.,Hughes, *Sir Nigel Gresley The Engineer and His Family*. London,2001. p.133.

121 鉄道史資料保存会『8200 形(C52 形)機関車明細図』72 頁、参照。

122 機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、116~119 頁、参照。

123 D50 に当初、装備されていたリンク式先台車の“50 キロ軌条の８番分岐器”通過時における内輪浮き上がり、脱線を招いた復元力不足、復元力作用点過高問題については今村『機関車と共に』133~139 頁、

それだけではない。鉄道省はC53と同じ1928年、初の国産大形電気機関車、EF52を開発しているが、その参考として輸入、試用された欧米製電機の先･従台車はバネ式、リンク式あるいはクラウス･ヘルムホルツ型に類し、先輪と直後の動輪が連動して左右にシフトする型式(鉄道省の蒸気機関車では8620に採用)であった。

然るに、EF52にはC52と同じエコノミー先台車が採用された。エコノミー先台車は爾後、EF10、EF11、EF12、EF13(以上1軸)、EF53(→EF59)、EF14、EF56(→EF59)、EF57(以上2軸)に採用されることになる。この内、EF52については又後で触れねばならない。

他方、コロ式復元装置はED16、EF15、EF16(以上1軸)、EF58、EF18(以上2軸)の先台車への採用を見ている[124]。

要するに、先･従台車の復元機構に関する限り、C52の影響は鉄道省の爾後の機関車の全てに決定的な影響を及ぼしたのである。

他にも動力焚口戸(但しD50に既採用)、動力火格子揺動装置、動力逆転機[125] といった省力

参照。対策は中間緩衝器の改良(後述)を以て主とし、1931年型におけるコロ式先台車への切替えを以て仕上げとするものであった。しかし、この年には不況の煽りを喰らってD50は最後の6両を以て製造打ち切りとなった。

その主任設計者、小笠原藤吉がC52を見てからD50を設計する回り合わせを得ていたら、D50はヨリ優れた機関車として誕生し、D51は開発されなかったかも知れない。

124 輸入電気機関車の試用、改造を経て模倣国産化へと到る東海道線電化初期の実態については東京鉄道局運転課『東海道線電気運転沿革誌』1928年(日本経済評論社より1991年に『大正期鉄道史資料』第2期第8巻として復刻)、に詳しく記述されている。また、純技術的な参考書として国府津機関庫『電気機関車故障と応急処置 検査と修繕』交友社、1934年、がある。

その後、開発された国産電機諸型式のの先台車については日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車･輪軸編〔Ⅰ〕』1977年、41頁、第1･1表、参照。

鉄道省工作局車輌課の技術者であった橋本新助はその来歴について完全に頬かむりし、かつ、コロ式復元装置についても言及しつつ、「我国有鉄道の電機機関車ではハート形カム式復元装置を標準形としてゐる」などとシラを切っている(『電気機関車』岩波全書、1940年、15頁、傍点引用者)。ハート形カム式復元装置とは勿論、エコノミー式復元装置の謂いである。

125 動力逆転機は欧米では広く普及していたが、次節以降、本格的に取上げるC53にもC52を踏襲する格好でAlco式動力逆転機が採用されたのは3気筒であるが故に逆転機の操作が重い、という理由からであった。

Alco式動力逆転機はエア･ブレーキの技術を基礎とするもので、ピストンの両面に作用する空気の圧力を変化ないし均衡せしめ、その位置を変更ないし保持せしめる機構であり、片側の空気を抜き、反対側に応分の空気を充填することで作動は完結する。基本的には現在の油圧式パワーステアリングも同様のカラクリである。

然しながら、鉄道省におけるAlco式動力逆転機の定着は新技術の通例として茨の道であったようである。本山邦久はC53における動力逆転機導入期に関して、

> ……蒸気又は圧縮空気が漏れる時は、ピストン前後に働き居る圧力の釣合を失ひ、爲にピストンが働き、自然にカツトオフに変化を與ふることゝなる。彼のC53が始めて配置された頃運転中5%以上もカツトオフが自然伸縮して停止する處を知らずと云ふ状態となつて、パハーレバースアーは全然用ゆべきに非ず迄云はれたものである。但し其れ以後研究の結果、柔弱であったリーチ･ロッドを強固にし

化機器、電気前燈装置、テロック式速度計などの安全保安機器、それに主運動部各所への特殊鋼多用などが挙げられる[126]。

それらの多くは鉄道省における蒸気機関車設計に直接の影響を与えた。国鉄史観における不当に低い評価にも拘らず、そしてまた、C53 の 74,000 円の倍近い 121,565 円もついたにせよ、C52 は立派に鉄道省における近代的蒸気、電気機関車シリーズの基礎を作った輸入蒸気機関車として位置付けられるべきカマであった。

それを思うにつけ、“ピー”や“ポー”ではない如何にも蒸気機関車らしい重厚な５段５

> て、撓みや遊間を出来得る限り僅かにし尚弁の重りが内外等分になつて居つたものを給気重りを零、吐出重りを一粍としたことにより、従来の如き自然にカツト．オフが変化するやうなことが無くなつた。
>
> …C53 の如く、圧縮空気と蒸気との何れをも働かしむることが出来得る場合、ピストン詰輪は其の何れにも耐え得るものでなくてはならない、C53 の夫れは皮を用ひてある爲め、之れに蒸気を働かせれば皮を硬化変質せしめて、大失敗を招いたこともある(『機関車用 弁及弁装置 1931 年増補改版』161 頁)。

と述べている。

Alco 式動力逆転機においてはピストンの漏洩のためその位置に狂いを生ずるとエア･ブレーキのシリンダにおけると同様の補正機構が発動するよう仕組まれていたが、漏洩量が過大になるとハンチングが発生して振動が収束しなかったようである。

ともあれ、*Locomotive Cyclopedia of American Prectice 7th. ed. — 1925.* pp.512~513, *ditto 9th. ed. — 1930.* pp.622~623 や『機関車の構造と理論』各版、『最新機関車名称辞典』等の文献を当っても動力逆転機の作業物質としては圧縮空気のみが記述されている。この事実に鑑みれば、圧縮空気でも蒸気でも作動可能とする本山の記述は最初期の変則的運用法についての貴重な証言なのかも知れない。

因みに、エア･ブレーキのように圧縮空気作動のみとすれば同工の革製のパッキングとエキスパンダの組合せで十分実用に耐えたが、このタイプの動力逆転機は鉄道省ではその後 D51 や C57、C59、入換用機関車等に部分採用されるに止まった。

126 鉄道省の蒸気機関車は国有化された私鉄のものを含め、初期においては輸入品が中心であったため、その速度計についてもハスラー式、テロック式、ハウスヘルター･レツニー式、ドイタ式など、雑多な型式が用いられていた。この内、ドイタ式のみが電気式で、他は全て機械式であった。テロック式回転計、同速度記録計については井口前掲『ポケット型機関車図解』294~299 頁、特に第 206 図、樋口與内『機関車之構造及理論』華北交通株式会社北京鉄路局、1941 年、405~410 頁、名古屋鉄道局工作課『テロツク機関車用回転計と速度記録計との保存取外し及破損部の取換へに対する注意』(1924 年)、なる文献を参照し得たが、他型式についての解説資料は未見。

機械式速度計は時計仕掛けにより一定速度で回る歯車と車軸連動の走行速度感応歯車との回転速度差によって走行速度を検出･指示する仕掛で、自動車やバイクにおけるスミス式速度計･回転計と同様のカラクリであった。歯車機構に故障は多かったものの、当時はこれが最も信頼出来る方式であった。

省基本型速度計(東京瓦斯電気工業㈱並びに日本計器製造㈱製)はそれらの使用実績を参考にして制定された機械式速度計である。省基本 GS14 型速度計については機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、436~448 頁、有原『最新版 最新機関車工学』542~546 頁、梅津憲治･茂泉安治『近代 蒸気機関車工学』通文閣、1941 年、446~451 頁、参照。

なお、戦後(?)、国鉄で機関車に用いられた機械式速度計として KS 型なるものの存在も知られているが、その詳細については不明。また、戦後、用いられた電気式と思しき速度計に㈱工進精工所製の GS17A があった。

室汽笛を日本に伝えてくれたC52という機関車はよほど悪い時期、それも敵意に満ちたわが鉄道省技術陣上層部と鉢合わせしたものである。

もっとも、川上などは桑原と同様、公平にもC52が日常の運用において、

> 掛川－金谷間上り線で500tの列車を引いて、両駅間16.42kmを17.3分で走ることができた【表定速度 57km/h】。同区間は3箇所にわたり、長い 10‰勾配があり、最長3.52km に及び、東海道線中部の難所として、運転関係者に知られていた(前掲『私の蒸気機関車史』下巻、336頁)。

と延べ、その走力への評価を忘れてはいない。因みに、一連の本線試験における最高速度は安城~岡崎間の水平区間にて5月 16 日に記録された 84.2km/h(カットオフ 8%、加減弁開度10%)である。

次に、鉄道大臣官房研究所、大井分室で実施された機関車試験台(1914 年、竣工)による試験の概要を概観しておく。ただ、その結果について紹介する前に、ここで機関車試験台、とりわけ官房研究所のそれの遣われ方について釘を刺しておきたい。それはこの装置の遣われ方が鉄道省における開発という行為の実態、その特徴を如実に物語ってくれるからである。

そもそも、機関車試験台は自動車の試験台などとは異なり「欧米諸国に数箇所」、わが国においては鉄道技術研究所大井機関車試験室に1基のみ、設置されていたと言われるほど稀少な設備であった。しかも、少数の例外を除いて、その建設は鉄道省などより遥かに遅れていた。蒸気機関車の速度記録で覇を競ったドイツとイギリスを例に引けば、ドイツ国鉄における試験台の完成は1933年であった。

私鉄全盛期のイギリスなどでは速度と牽引力が蒸気機関車開発に際しての主要目標であり、運行経費は特急列車の“一等客が全部支払ってくれる”的感覚から燃料経済性への経営者の関心は低かった。Great Western 鉄道＝Swindon の小規模施設こそ 1904 年に竣工されているものの(1936年に増強)、公的な大規模試験施設建設は何と国有化後の 1948 年、経済性に目が向けられると共に蒸気機関車の将来性に見切りが付けられようとしている時代にまで持ち越された。また、複式機関車のマニアックともいえる改良に腐心したフランスに試験台が造られたのもドイツと同じく1933年であった。

然らば、“このような施設は不要であったのか？”と問えば、必ずしもそうではない。Gresley が Altoona の実験データを参照したり、1933 年、フランスに建設された試験台に機関車を派遣してデータ採りを行なったりしている事蹟がこのことを傍証する。

また、日本の中国侵略、人民搾取･資源収奪の象徴的機関たる南満洲鉄道の中央試験所沙河口研究所(大連近郊)においても 1936 年度、Krupp(独)製の同装置1基の竣工を見ていた。L.N.E 鉄道の事蹟とでは趣向は違い過ぎるが、鉄道省は弾丸列車計画を打ち出した際、工作局や鉄道技術研究所の技術者たちを沙河口に送り込み、厚かましくもパシナをこの試験台

に載せさせ、性能試験を行なわせたと伝えられている[127]。

それにしても、鉄道省が自身の装置を直接の開発ツールとして活用していなかった、と言えば、意味不明！ と受け止められる向きも無くはなかろう。しかし、鉄道省の前身、鉄道院が車輌新製の民間会社委託方針を打ち出したのは遠く 1912 年であった。その上、鉄道省は速度記録などにも大した関心を示さなかったし、何種類かのプロトタイプを自ら作って、あるいは民間会社に作らせ、試作車を比較試験して最終案を固める、などといった筋書きを引いた験しも無かった。

そうである以上、いかに立派な試験装置もこれに機関車を載せて採取された試験データも、目前の開発ツールとして役に立てられる筈はなかった。鉄道大臣官房研究所の技術者たちは試験台を用いて様々なテストを実施し、データ解析を行っているが、せいぜいそれは工作局車輌課の重鎮達が“他日を期す”ための知的“寒肥”ぐらいにしかなり得なかった。

また、その重鎮たち自身、機関車性能の重要な諸側面に係わる数理的理解を深める点において多大の足跡を残している。しかし、弁線図見直しの不履行に象徴されるように、工学的認識の深化に見合うほど、設計技術上の前進が画されたとは到底、認められない。

この点については後にやや具体的に触れるが、鉄道省工作局車輌課は蒸気機関車の命とも言うべき弁線図(バルブタイミング)の本格的な見直しを第一線級 2 気筒旅客機が

---

127 イギリスにおける事情や L.N.E.鉄道の故事については F.,A.,S.,Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. London 1961, pp.136~137,143,201、国鉄、満鉄を含む世界各国の機関車試験台 11 基の概要、竣工年については横堀進『鉄道車両工学』共立全書、1955 年、82~84 頁、参照。また、Purude 大学の試験台については cf. Anthony J.,Bianculli, *Trains and Technology The American Railroad in the Nineteenth Century Volime I : Locomotives*. Delaware, 2001, p.139, Fig.4.3, Pennsylvania 鉄道の旧試験台、G.,J., Alden の発明になる Alden 式摩擦動力計、Great Western 鉄道、ロープ･ブレーキを用いた Swindon の旧試験台、Illinois 大学の試験台については cf. Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Springer, 1920(August Steiger, 1980/81), *Textband*, SS.661~669.

それにしても、こんな装置が何ゆえアメリカの３つの大学に早い時期から設置されていたのか(Purdue 大学[1892~'94 年竣工！]、Illinois 大学[1913]、Iowa 州立大学[1915])、筆者など浅学にして理解に苦しむところである。

満鉄の試験台についてはまた、南満洲鉄道㈱ 中央試験所 沙河口研究所『機関車性能試験装置説明書』1936 年、市原善積･小熊米雄･永田龍三郎･安養寺脩『南満洲鉄道「あじあ」と客･貨車のすべて』誠文堂新光社、1971 年、263 頁、同『南満洲鉄道　鉄道の発展と蒸気機関車』同社、1972 年、134~139 頁、参照。主要測定装置の要目は牽引力(~40t)、速度(~130km/h)、軸馬力(~2800 馬力【１軸 700 馬力×4 軸】)、燃焼炭(~4t/h)であった。

なお、Alden や Froude など、各種動力計とその原理については佐々木外喜雄「発動機試験法―陸舶用発動機」(『内燃機関工学講座』第４巻、共立社、1936 年、所収)、第２章、参照。

C51(1919~'28)から C54(1932)、C55(1935~'37)へ、更に C57(1938~'44)、C59(1941~'47)へとパワーアップされ、かつ使用蒸気圧が漸増せしめられて行った過程を通じてただの一度切り、C54 開発時にしか実施していないのである。C55、C57 については島自身が直接、主任設計者を務めて開発された型式であったが、これを内燃機関になぞらえれば、排気量と圧縮比と出力が高められたにも拘わらず弁開閉時期に変更が無かった、という事態に相当する。

思想家、K. マルクスの「哲学者たちは世界を様々に理解したに過ぎない。重要なのはそれを変革することである」(『フォイエルバッハに関するテーゼ』)という箴言は鉄道省工作局の超エリート技術官僚たちに対しても献じられるべきであろう。

そもそも、直接開発のツールとしての活用を志すのなら、こんな試験台は本来、造り手たる民間車輌工場に据付けておかれるべき装置であった。しかし、そのこと自体、鉄道省一家の上意下達型技術体制の下では非現実的な想定であった。わが国に絡む限り、世間並みの意味での開発ツールとして機関車試験台が活躍した事例は満鉄パシハ型蒸気機関車の改良設計のみであろう。

鉄道技術研究所で実施されたのは事後検証に過ぎなかった。つまり、既に制式化されてしまった機関車がこの装置に載せられた。そこで吐出管ノズルのファインチューニングが試みられたり、類似の先行型式と比較して特段の問題が見出されれば若干、修正(欠陥対策)が図られる隙間ぐらいは在ったかも知れぬ。しかし、直接の開発者たる工作局の重鎮たちは蒸気機関車のことなら何でも知り尽していた、あるいはヨリ正しく言えば、概ね知っている範囲を出ぬことばかり手掛けて来たから、別段、それで何処かに支障が出ることもなかった。

翻って、民間船舶用中･大型ディーゼル機関などを見れば、それらは製造台数が少なく一品生産に近いモデルも珍しくはない。開発の基本は現行モデルの小改良の積み重ねに置かれるが、改良に際しては必要に応じて応力解析、ガス流動解析、模型実験等が行われる。改良･対策の案は実績を十分踏まえて練られ、改良の幅が大であれば単筒ないし３気筒試験機関を用いたテストが実施されたりもする。製品化に至るまでには無数の微修正が繰返されるものの、製品一台一台は小改良を体現せしめられた試作品のようなレベルに甘んじざるを得ない。

これらの機関においては公試における航走中の捩り動力計による動力測定や水動力計を用いた陸上動力測定を通じて性能チェックが行われる。しかし、この場合、公試や動力試験のデータは単なる小改良の検証や将来への参考データ採取に止まらず、引き渡しに先立つ計画性能の保証というメーカー責任遂行機能の重要な一環を担っており、そのために練達の技術者が“保証技師”として立ち会う。

自動車においても試作とテストが繰返される。戦前期、わが自動車産業においては量産規模も小さく、試作品と“量産品”との区分けは曖昧であった。しかし、陸軍は制式車輌に関しては仕様決定から受領検査に至るまで厳しく製品をチェックした。統制発動機の開発･制定に際して陸軍は分散発注と競争試作を使い分け、メーカーの技術力を厳しく選別し

た。鉄道省をはじめとする他の大手国産自動車ユーザーも実地テスト分担者としての機能においては陸軍と同じであった。さればこそ、鉄道省の自動車整備工場に立派なシャシダイナモが備えられていたのである。試作品と量産品との区別が曖昧な状況下、戦後の動力革新を支える優れた国産技術が開発されたのは、メーカーのみならず使用する側の担当技術者たちの並々ならぬ献身の故であった[128]。

いずれにせよ、これらの製品の出来栄えに開発者としての責任を負うのはメーカーである。

然るに、鉄道省の場合、仕様決定から設計製図に至るまで、開発に係わる責任は制度的に省自身が負うものとなっており、メーカーの責任は製造不良や納期絡みの事柄に限定された[129]。

この点、それは海軍における軍用艦艇の場合と相同の技術体制をなしており、"欠陥車"問題を表面化させ難い技術体制が構築されていた。勿論、外国技術との直接かつ熾烈な競争に曝されていた、という点において海軍は鉄道省と決定的に区別されるべきである。

そして、ここまで述べれば、内部閉鎖市場専属の開発部隊を擁し、開発行為を独占し、作品の出来栄えについての検証を一切外部に委ねることのない鉄道省という機械化部隊の特殊性は明らかであろう[130]。

さて、台上試験は 1926 年 6 月 29 日から 4 日ほどを予備試験とし、7 月 5 日より本試験着手の運びとなった。試験は 8620 型(28666 号)の既存データや Pennsylvania 鉄道 Altoona

---

128 拙著『日本のディーゼル自動車』日本経済評論社、1988 年、『伊藤正男—トップエンジニアと仲間たち』同、1998 年、参照。

マスプロ産業となった自動車産業においてはコスト負担能力が高い企業ほど徹底的な試作･テストを実施出来るから競争上有利である。かくて乗用車の試作台数はプロトタイプから量産試作に至るまで、総計千台のオーダーとなる。乗用車はモデルチェンジが激しく、小手先の小細工を含め、技術的変化も際立っており、試作規模も絶大であるから、開発過程においては無数の小改良が繰返され得ることになる。それでもしくじるのは、純然たる設計ミスなどを除けば、瑣末な設変･多様化の果てに生み出される順列組合せ的製品体系中の個別具体的ケースに関する相性テスト省略可否の断を誤った場合がほとんどである。

129 この点を象徴する事蹟が 1930 年に実施された「新製機関車の出来栄え検査」である。この時には汽車製造の製品の製造不良が槍玉に挙げられ、以後、同社への発注削減を結果した。「このような血の出る事態の発生を避けようとする含み」からか、「新製機関車の出来栄え検査」は「その後絶えて行なわれなくなった」そうである。もっとも、戦後もディーゼル関係では同様の出来栄え検査の実施記録がある。

蒸気機関車の新製出来栄え検査については今村前掲『機関車と共に』187~189 頁、ディーゼルのそれについて簡単には『日本のディーゼル自動車』450~451 頁、参照。

130 海軍における技術体制、技術開発ならびに欠陥対策の具体的状況の一端については前掲『舶用蒸気タービン百年の航跡』、海軍との比較を念頭に置いた鉄道省･国鉄の技術一家体制については前掲『鉄道車輌工業と自動車工業』、参照。

テストプラントにおける数多くの試験成績と突き合わせを図るなどの工夫を講じながら延べ 10 日間、63 回に亘って繰り広げられたが、特別試験として更に 11 日目をこれに充て、11 月 29 日に完了している。総走行距離は 3332km に達した。

試験は概ね順調に実施されたが、C52 はパワーが大きかったため、試験中に半固体摩擦を利用する吸収動力計である Alden 動力計の容量不足が明らかとなり、作動油を粘度の低いシリンダ油に変更するなどして切り抜けが図られたりした(動力計は最終的に水動力計(フロードブレーキ)へと置き換えられた)。また、片手ショベルでは投炭量に不足を来し、両手ショベルの併用への調整や火床厚さの最適値割り出しに手間取り、4 日間ほど C52 は騰発不良のまま試験に供されるなど、あらゆる点において不慣れが露呈している。

測定項目は試験は炭水消費並びにボイラ効率、出力、機械効率、通風力、燃焼状態、排気分析、伝熱量、輻射熱量、弁線図、振動(上下動、前後動、傾斜動、蛇行動)など、多岐に及んだ。これを逐一紹介することは控えるが、振動については速度が増すほど上下、左右、蛇行共にその加速度を減ずる傾向が明らかにされている。

続いて C52 の各部分についてその特徴を洗い出してみよう。先ず、C52 の弁装置はミカニのそれとほとんど同じで、前掲図 6-1 と似た設計であった。“連動大テコ”の寸法は 1205mm : 603mm になっている。Alco は鉄道省にわざわざメートリック表示の図面を提供しているが、この半端な数字からするとインチシステムをメートリックに換算した部分も在ったと見える(インチ表示ではほぼ $23^{3}/_{4}$: $11^{7}/_{8}$in.に相当)。

上に見た台上試験においては中央気筒の出力過大も観察されている。遺憾ながら測定速度 40km/h のデータしか公表されていない。また、17 本ある Gresley 式合成装置のピンにおける摩耗が性能に如何なる影響を及ぼすかを確認するため、敢えてピンを基準寸法より 0.4mm ほど削ってガタを与えての試験も実施された。報告には「其の結果はダイヤグラムの格好には別に相違を認めない、併しダイヤグラムの面積は弛みのある方が大であった」とある。それらの程度は、表 7-1 の通りである。

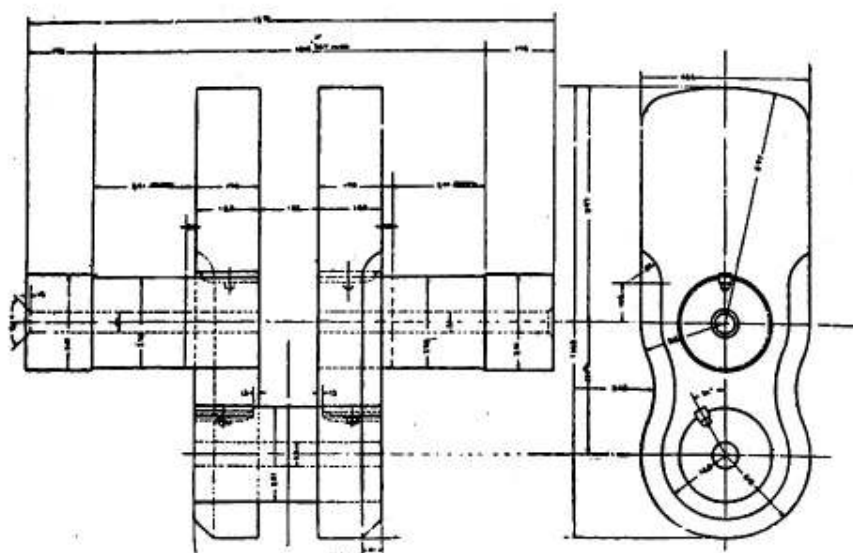
表 7-1　8201 号における中央気筒の出力過大率 A、並びに摩耗による出力増加率 B

	カットオフ %	10	15	20	25	30	40
A	速度 km/h	40.4	40.3	40.1	39.7	40.7	40.1
	出力過大率 %	19.4	13.1	10.4	3.8	5.8	5.2
B	速度 km/h	－	40.3/40.1	40.1/39.0	39.7/39.8	40.7/40.4	40.1/39.0
	摩耗による出力増加率 %	－	13.7	21.0	21.3	15.7	11.1

「大井機関車試験室に於ける３汽筒式機関車の試験成績」第 42 図、其の一~其の六、第 43 図、其の一~其の五、より。

C52 のクランク車軸はピン部、ジャーナル部共に同一の炭素-V 鋼で造られ、図 7-10 に示されるように、中空加工されていた。孔径はピン部が 63mm、ジャーナル部が 51mm であ

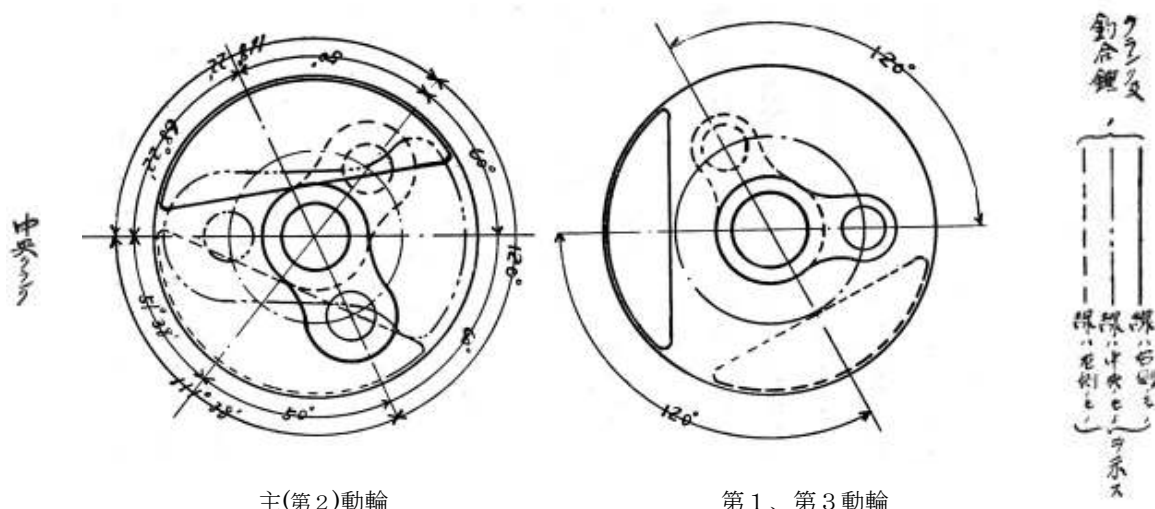
った。しかし、ミカニ等のそれとは異なり、グリース･ラインは穿たれていなかった。中空としたのは単に、熱処理工程において中心部に焼きが入らぬ現象(質量効果)を排除すると共に軽量化を図るためであった。このピン部の貫通孔には今一つ、“悪臭弾”との係わりで示唆しておいたように、冷却(内部空冷)機能を発揮していたのではないかと推察される。孔の両開口部にエアスクープとエアダクトでも付けておけばなお良かったのかも知れない。また、C52 のクランク車軸とミカニ等のそれとを比較すれば、Alco は重量貨物機関車のクランク車軸にだけ内部グリース･ラインを設けていた、との推測も成り立つ。もっとも、C52 におけるその省略が正しい選択であったか否かは別問題である。

図 7-10　C52 のクランク車軸

島秀雄「C53 の設計をめぐって」(『鉄道ピクトリアル』Vol.2 No.10 1952 年)、第 6 図より。
鉄道史資料保存会『8200 形(C52 形)機関車明細図』1995 年、153 頁も同じ。クランクピンの寸法は 241φ×152mm。

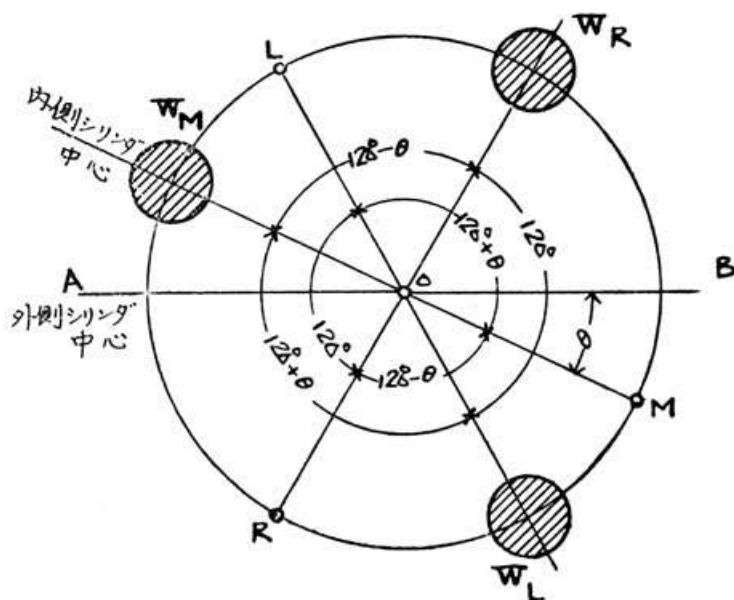
C52 においては上記以外にも特殊鋼が多用されており、クランクアーム、ピストン棒、主連棒(ストラップ、楔共)、連接棒には炭素-V 鋼が、クロスヘッドには V-鋳鋼が、クロスヘッド･キーには Cr-V 鋼が、中央主連棒細端楔及びボルトには Cr-Ni 鋼が用いられていた。

島がほとんどデタラメ呼ばわりした 3 気筒機関車としての本質的部分、その動輪のバランシングに目を転じよう(図 7-11)。

図 7-11　C52 の動輪(機関車右側面より)

主(第２)動輪　　　　　　　　　　第１、第３動輪

西尾前掲書、141 頁、第 67 図(多少加工してある）。中央と左との位相は 118° 22′ と記されているが、128° 22′ の誤り。主動輪中央クランクピンが時計の短針９時の位置に描かれているのも勿論、誤りで、実際は長針 44 分位の位置になる。

主動輪釣合錘における右側の進みと左側の遅れとの説明は図 7-12 によって与えられる。

図 7-12　３気筒機関車における主動輪回転質量のバランシング(機関車左側より)

機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、234~235 頁、第 161 図より。

L、R、M はそれぞれ左、右、中央気筒のクランクピンの位置、W_L、W_R、W_M はそれぞ

れ左、右、中央クランクピン回り質量に対する釣合錘である。ABは外側気筒の中心線、θはこれに対する中央気筒の傾斜角である。

今、中央クランクピン回りの回転質量が全てW_Mによって釣合されるとすれば、W_L、W_R、はL、Rに対して変位しない。しかし、スペースの制約等により、中央クランクピン回りの回転質量 W_M の半分までの質量が左右動輪の補助釣合錘に分担せしめられねばならないとすれば、この補助錘は左右の動輪上でそれぞれ W_L、W_R との間に合成錘を形成することになる。この図において回転方向は反時計回りであるから、合成錘の位置は右ではW_Rの位置より進み、左ではW_Lの位置より遅れることになる。無論、中央クランクピンに対して左右クランクピンの位相は非対称であるから、この遅れと進みも非対称となる。

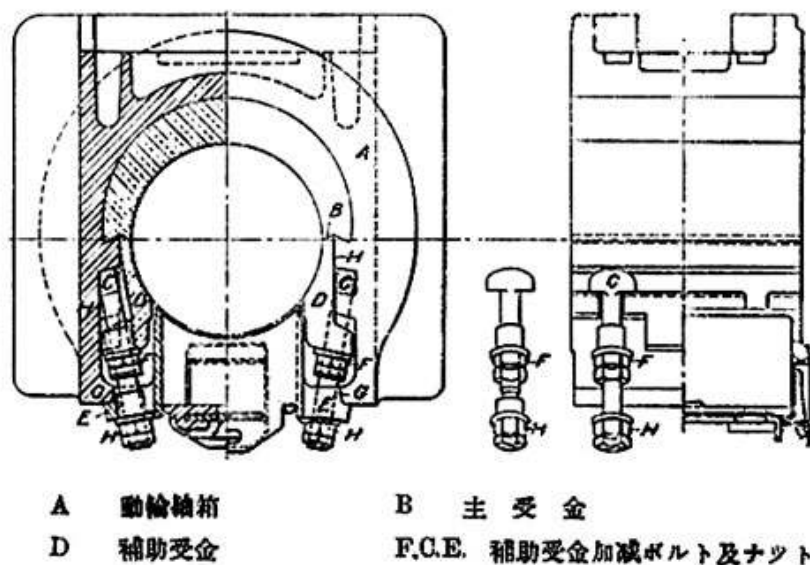
この不釣合回転質量による遠心力の釣合わせに際しては、中央クランクピンに作用する遠心力は中央クランクウェブ(~アーム)上に回転半径、肉厚共に大きな釣合錘を取付けることにより、その場で相殺されるべきである。さもなくば、遠心力を仮令(たとえ)、総体としてキャンセルさせられたとしても、互いに逆方向に作用する遠心力の作用点間距離が大き過ぎてクランク車軸に遠心力由来の強い曲げモーメント＝内部モーメントが作用し、軸が撓みながら振れ回るという結果を招かざるを得ないからである。

クランクウェブ上の釣合錘を大きくすれば、軸箱やバネ装置回りの検修にとっての不都合は増し、クランク車軸と動輪を合わせたバネ下重量も大きくはなる。しかし、その不利を忍んでウェブ上に十分な釣合錘質量を確保してやれば、回転中におけるクランク車軸の撓みが抑えられることにより、主軸受、“中ビク”軸受並びに中央クランクピンの帯熱や異常摩耗が防止され、軸系の耐久性が高められるという遙かに大きな効能がもたらされる。

この趣旨に則った、内燃機関工学に謂うところの“部分釣合”が図られようとしている事実は W_M の内、左右動輪に振り分けられるべき質量の低下から、現象的には動輪上に取付けられた合成錘の進み、遅れの程度の軽微であることを通じて知られるところとなる。C52やGresleyの作品群、満鉄ミカニのケース(図6-8)、要するに、世の３気筒機関車の多くがその実例に該当する。

図7-13に見るように、C52における主動軸軸箱“補助受金”Dはミカニのそれと似た仕掛けで、下から直接にネジで追込む方式が採られていた。ネジ相互の挟み角はC52の方が広かったようである[131]。

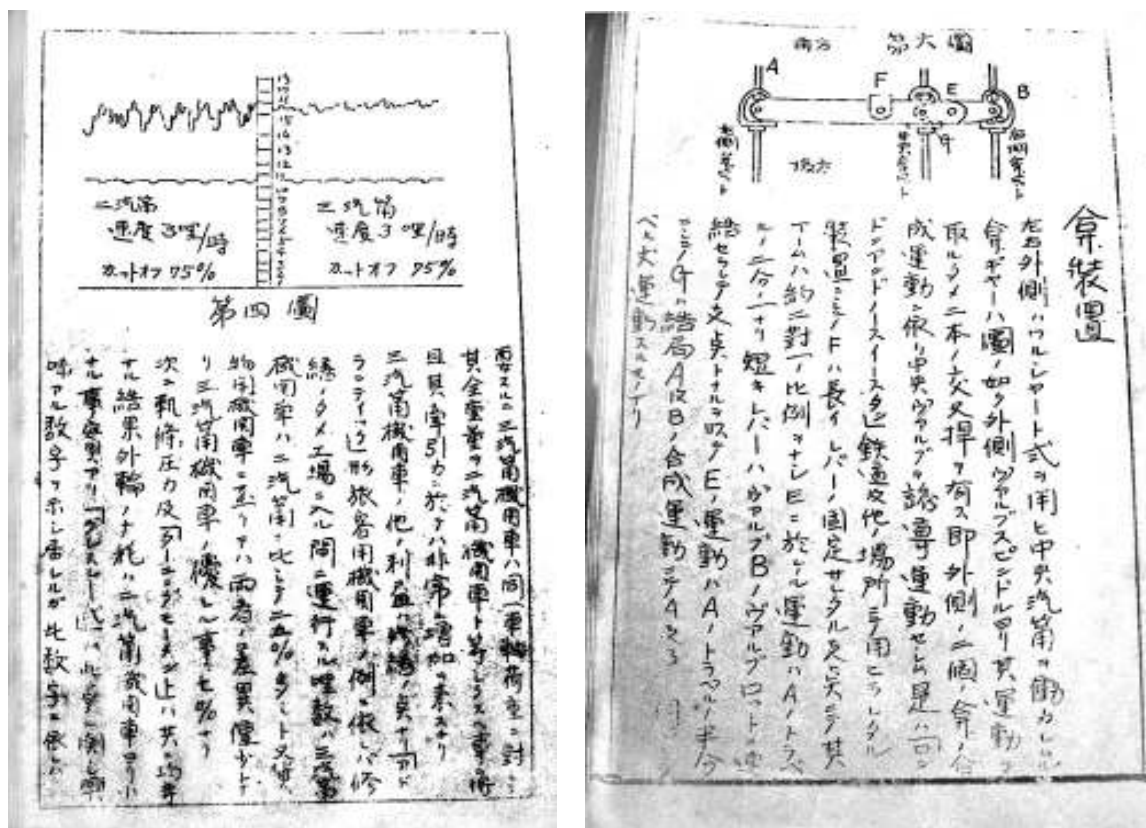
図 7-13　C52 の主動軸軸箱(“補助受金”に注目)

131 鉄道史資料保存会によって刊行されたC52の明細図からは“補助受金”の設置状況を窺い知ることが出来ない。これは鉄道省がAlcoから貰ったラフな計画図のリプリントであるからかと推測される。

西尾『三気筒機関車の研究』47 頁、第 20 図。

C52 は当初、名古屋機関庫に 5 両、沼津機関庫に 1 両配属され、東海道本線で運用された。8200 は試験目的で雑多な列車に投入された。特急“富士”、“さくら”から重量急行列車、果ては 950t 貨物列車までがそれに与えられた仕業であった。1928 年頃には 6 両全機が名古屋に集結していたようである。

名古屋鉄道局運転課は 3 気筒機関車に関する Gresley のイギリス機械学会講演(上述)を「三汽筩機関車に就いて」と題して訳出し、現業部門である浜松工場においては有志により 3 気筒機関車についての手書き解説書(図 7-14)が起草された。後に機関庫主任(高等官：第X章末尾、参照)となった瀬戸義太郎検修助役は 3 気筒機関車についての研究にことのほか熱心で、やがては上村政衛なる人物とのとの共著で『三気筒弁装置』なる書を交友社から出版するに及んだ。C52 配備当時、名古屋地区においてはこのように、各部面で新しい 3 気筒機関車に対する極めて意欲的な取り組みが進められていた。また、名古屋機関庫においては本省から出向し、来るべき国産 3 気筒機関車設計のために C52 各部のチェックに余念

無い若き島秀雄の姿も見られた[132]。

図 7-14　浜松工場の３気筒機関車手作りテキストから

本多邦康氏提供。

C52 は“中ビク”焼けは元より、中央気筒のドレイン不良によるウォータハンマも頻発し、中央ピストン棒脱落、中央主連棒路面突き刺さりによる脱線転覆などといった派手な事故まで起こしたりしたが、C51 と共に特急“さくら”の牽引に用いられた時期もあった。

---

132 名古屋鉄道局運転課「三汽筩機関車に就いて」(『業務研究資料』第 14 巻 第 6 号、1926 年)、参照。川上は『私の蒸気機関車史』下巻、334 頁でそれらしい言い回しをしているが、現物は単に“参考資料”と銘打たれているだけで“翻訳”との断り書きは付されていない。しかし、「三汽筩機関車に就いて」の中で述べられている３気筒機関車のメリットは第Ⅲ章 第２節 「３気筒蒸気機関車の得失」のところで引いた Gresley の所説(1)~(7)と全く同じ内容、順序であり、各項に関する例証も明らかに３気筒機関車を相当遣い込んだイギリスの鉄道におけるデータである。従ってこの文章は Gresley の講演をベースに、8200 型の特徴紹介を多少盛込んでデッチ上げられ翻案物と呼ばれるのが最も適当であろう。

瀬戸義太郎については西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』6、40 頁、島が名古屋機関区に出向して C52 の調査に当った一件については川端『ある機関士の回想』33 頁、参照。

元名古屋機関区検査掛 三輪二三一はC52の保守に関して次のように回想している。

営業列車に使用されだした頃よりこの機関車のボロがでてきまして、中ビクの発熱、焼損、グレスレイ弁装置の調整難等、故障が続発しました。

私も軸焼の修繕を何度もやりましたがなかなか熱を押える事ができませんでした。弁装置のくるいも多くドラフトがびっこをひくようになり自然各シリンダーの蒸気量が不均衡となり中ビクの発熱の原因になりました。

軸焼や中ビクの発熱の場合、車ぬき線に入れ動輪をぬくわけですがこれが難作業で又危険でした。

作業時間もC51の二倍の時間がかかり当時の事ビームジャッキもなく工具もほとんどおそまつでしたので車をぬくだけで1日仕事となりました。

新機構が多く付いていたC52はその補修部品がまったくなく国産機の部品を流用する事も出来ず故障すると我々技工はたいへんでした。すべて手作りで応急処置をしていましたね　あの頃は。その後C53が入ってきましたがC52で苦労したのでまだましでした(西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』9~10頁)。

蒸気機関車の弁装置における不具合診断のために排気音が聴取されるというのは2気筒機関車でも珍しいことではなかった。外部から普通に聴く場合もあれば、焚口戸を開放し煙管を通して後から聴く場合も、煙室扉を開放して前から観察する場合もあった。ただ、3気筒機関車においては排気音の変調がヨリ印象的であったというコトである[133]。

ここに言う“軸焼”ないし“軸焼け”とは動軸軸受の焼損である。これについて元名古屋機関区検査長 西村幸雄は、

動軸焼損　これも区修繕では大きな作業の一つで焼損した動輪を機関車から外し、(ジャッキを利用)まず焼損の度合で区で加修できるか出来ないかを判断し、出来ない場合は工場修繕として工場に発送する。焼損の度合が少いものはヤスリ一本で動軸の(ママ)加修するのであるが、これぞ経験といわゆる腕の問題である。丸パスで心(ママ)円を計りながらヤスリで修正し最後に油砥石で軸をなめらかにする。加修がうまくいけば軸受の受金がバビットメタルの固いので盛金ボーリングしたものでも応急的に—名古屋—梅小路間を応急修繕のまま使用し無事梅小路に到着し軸の帯熱も外の動軸より温度が低かったとの梅小路機関区より連絡があり、その時、加修を担当した技工は退職後もそれを大変誇りにしていた(西村『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』177頁)。

と回顧している。

実際には機関区における修理でコトが治まることは稀で、本格的な修理は工場で実施された。車軸の削正については、例えば武井明通・小森芳太郎・大月武一『最新 機関車の検査と修繕』(東洋書籍出版協会、1930年)に、

アクスルジャーナルは常に給油が充分であって、発熱事故のないときは容易に磨耗するものではないが、一旦発熱焼損事故を起し鑢(やすり)にて姑息の修繕を加へたるものは、

---

133 本山『機関車用 弁及弁装置 1931年増補改版』288~291頁、参照。

不規則に磨耗して居るから、斯くの如きものは工場にて全部削正しなければならない。而してアクスルジャーナルは外輪削正機に依りて叮嚀に削正し、其の表面を硬鋼製の転圧機にて刃物目を圧潰して表面の円滑を図るものであるが、使用後の成績は摺合せ修繕の場合に比し却て発熱事故が少なく成績が良好であるとのことである(236頁)。

とあり、相手方であるホワイトメタルの盛替えについては同じく、

受金に白メタルを充填するには、先ず受金の溝を鑢又鑿(のみ)にて清掃し、之を摂氏約 130度位に温め、受金の内部に薄い鉄板を当て、溶解したる白メタルを各穴に注入するのである。…中略… 注入後未だ充分に冷却しない頃を見計らひ１瓩の鎚にて白メタルを敲(たた)き密著を保たしめる。特に白メタルの注入の周囲が密著を欠き易いから、充分なる注意を要する(208~209頁)。

と述べられている。後者については工場でも機関区でも同じようなモノであったが、前者に関しては設備に格段の差異があり、両者の守備範囲はおのずと定まっていた。

1928年以降、C53の配備が進むと、C52はこれとの共通運用で急行列車の牽引に本格投入された。しかし、C53の増備が進むにつれてC52は次第に余剰化し、1931年頃から休車に陥った[134]。

それにしても、補機類が壊れれば標準品に載せ替えれば済むとは言え、その補修部品の手配が全く欠けていた、などというのは省の幹部がC52をあくまでもサンプルとして遣い潰す腹だったため、と考えられる。勿体無いハナシである。

西村勇夫はC52の実力と不人気との不均衡について、

C51．C53との３者比較試験では、最も良いタイムを出しながら動輪直径1600φの問題や中央ビッグエンドの発熱の多さ各種新機構の取扱いの不慣れがこうした休車をまねいた事も否めない(西村『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』８頁)。

と冷静に述べている。ただ、遺憾ながらこの「３者比較試験」の中身については不明である。

その後、C52は蒸気圧を上述の通り 14kg/cm² に高めると共に火格子面積を D50、C53並の 3.25m² に狭め、機器類を鉄道省の標準品に挿げ替えてカムバック、1935年より山陽本線、瀬野~八本松間、10.6kmに亘る22.6‰勾配区間の補機として使用するため、広島機関庫瀬野分庫に配属され、1940年までD50と共用された。しかし、その整備に手間がかかると嫌われ、同年、入換用としての運用を見込んで下関機関区に配転されるも、そこでも早期休車に至り、1947年には全機、廃車となっている[135]。

---

134 高田隆雄「東海道本線名古屋 私の思い出」(『鉄道ファン』Vol.21 No.244 1981年)、伊藤金市「C52･C53形を保守して」(同 Vol.30 No.345 1990年)、参照。

135 荒井文治「C52はこんな機関車だった」、藤井浩三「C52と〝西の箱根〟の想い出」何れも『鉄道ピクトリアル』Vol.8 No.7 1958年、参照。

⑵C53 型蒸気機関車の概要並びに C52 他との総合比較

C531 は 1928 年 4 月、名古屋機関庫に新製配置された。しかし、この 1 号機は試用の結果、車軸に熱を持ち易く特急運転用には無理、と判断され、急遽浜松工場へ入場、対策が施された。後述する主動軸軸箱の補助受金の撤去はこの時のことかもしれない。この間、名古屋には引き続き C53 の 3、4、5、13、36、37、71、75、85、86、87 が配属されたため、改修後の C531 号機は米原機関庫に再配置されている。

1928 年 10 月の時刻改正に際し、特急に愛称が付けられ“富士”、“桜”が誕生した。この時、C53 の特急運用が始まった。但し、これは C52 との共通運用であった。また、C51 はこれらとは別運用として扱われた。

1930 年 10 月、鉄道省の看板列車となる超特急“燕”が就航した。しかし、その本務機は信頼性に優る C51(沼津、梅小路)であった[136]。

特記すべきは C53 が関ヶ原(旧線 : 20‰ 垂井線[新線 : 10‰]の開通は 1944 年 11 月)での前補機として使用されたことである。また、一時期は関ヶ原にて“燕”の後補機として走行中連結、走行中解放が実施されたことである。走行中の補機連結はここだけの所作であった。本務機は C51、C53、C52 が混用されていたが、C52 は間もなく消えて行った(西村『国鉄名古屋機関区 燕機と共に』66、81~83 頁)。

1934 年以降、C53 が特急の主力になった。1937 年には特急“鷗”が就航した。特急牽引用 C53 の配属機関区は浜松、名古屋、梅小路、明石(1943 年 6 月廃止)、広島及び下関であった。後に、その隊列に宮原が加わっている[137]。

C53 型蒸気機関車(図 7-15)は D50 のボイラに C51 の下回りを履かせ、これに C52 譲りの３気筒機構を合体させたような機関車であった。その総勢 97 両中、ひとり C5343 のみはハリボテの“流線型”カバーを身に纏わされることになるが、こんなモノには技術史のテーマとして取り上げられる価値など無い。

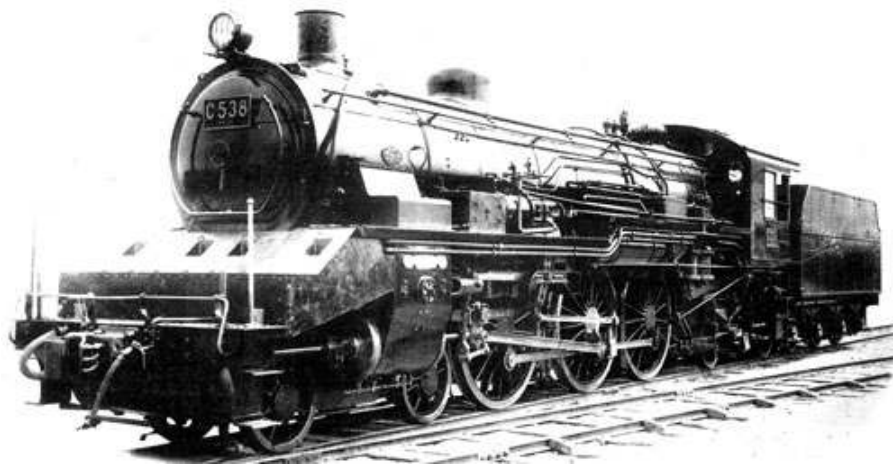
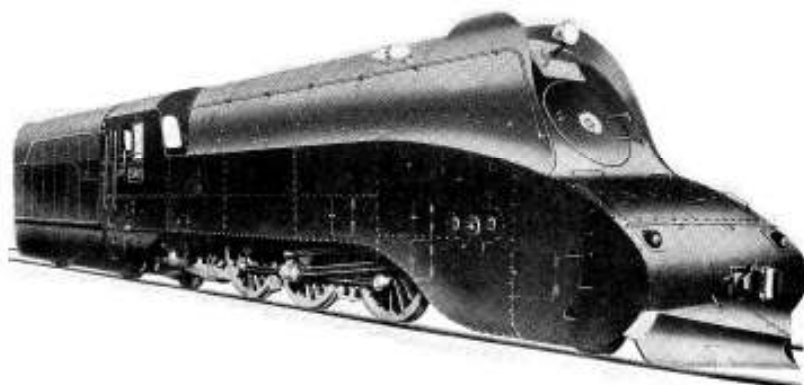
C53 においては 1400mm 動輪を履いた D50 のそれと殆んど寸分違わぬ太いボイラを C51 同様の 1750mm 大動輪上に載せたため、ボイラ中心線高さが C51 の 2400mm、D50 の 2500mm を超える 2530mm に増している。機関車としての重心位置を引下げるため、先・従輪径は炭水車車輪径共々、C51、D50 の 940mm から爾後、標準となる 860mm へと縮小され、煙突の軽量化、砂箱ならびに給水温め器の下方配置が行われた。これにより、３気筒なるが故の下回りの重量増加効果も合せ、その重心位置は D50 のそれプラス 13mm 程度

---

136 西村前掲『国鉄名古屋機関区　燕機と共に』24、25、27 頁、参照。

137 同上書、 70、73 頁、参照。

に抑えられている[138]。

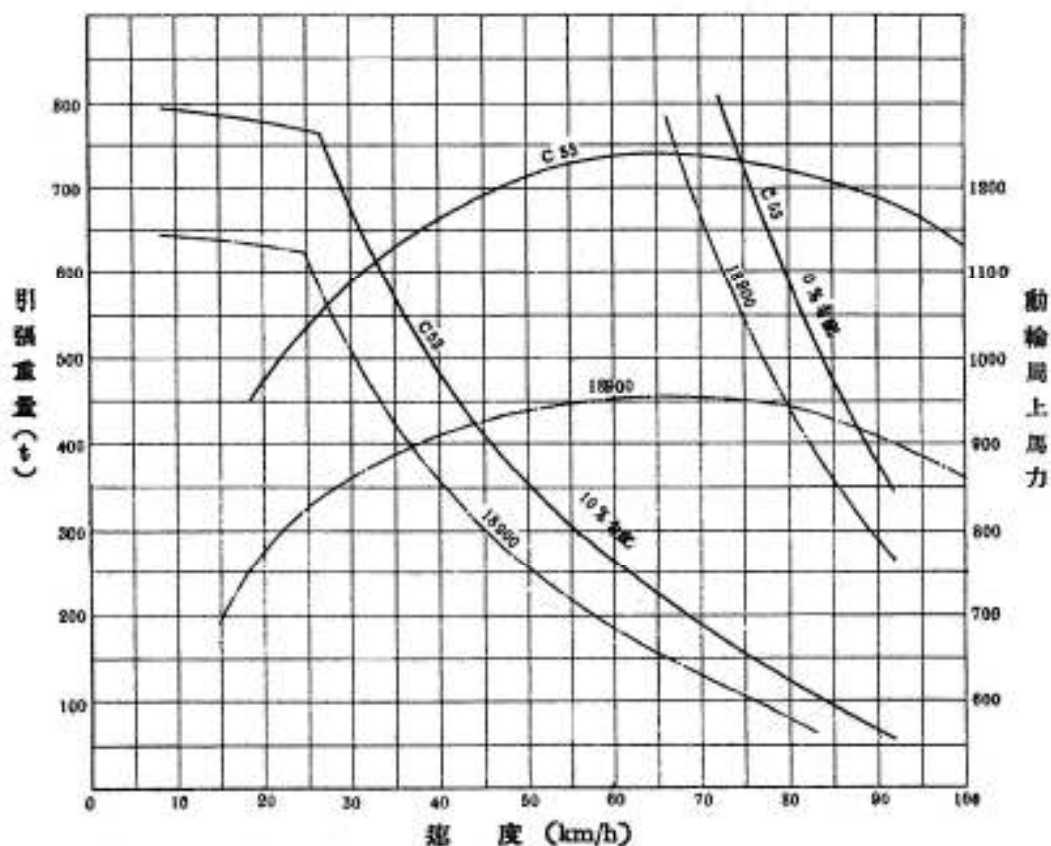
図 7-15　新製当時の C53 型蒸気機関車

総重量 129.98t、機関車重量 80.98t、気筒寸法 450×660mm、蒸気圧 14kg/cm^2、動輪径 1750mm、先・従輪径 860mm。西尾廣義『三気筒機関車の研究』巻頭グラビアより。

C5343　坪田勝太郎『機関車調整法図解』私家版、1938 年、巻頭グラビアより。

---

[138] 橋本哲次「C53 形機関車の短い生涯」(『鉄道ピクトリアル』Vol.1 No.4 1951 年)、参照。藤田 隆『蒸気機関車の設計と構造理論』巻末表(一部に誤植あり)や国鉄 SL 図面集編集委員会編『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』(原書房、1976、2004 年)をチェックすれば判ることであるが、C53 のボイラは小煙管本数が D50 のそれより 2 本少ない 88 本で、応分、全伝熱面積が小さい代わりに罐水容量は大きく、最大蒸発量の点で 100kg/h 少ない 9300kg/h となっている程度で、罐胴長さ・太さから火室深さ・同天井板傾斜、火格子縦横寸法に至るまで、その主要スペックはまるで後者と同じであった。序でに言えば、D51 のボイラは更に D50 のそれに近かった。

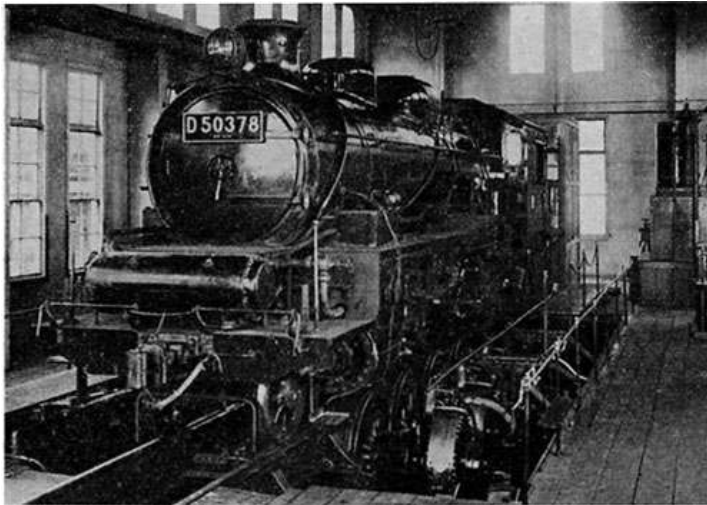
営業サイドの客寄せ政策に引き摺られた鉄道省の蒸気機関車流線型化に対する島秀雄の見解については『島秀雄遺稿集』45~55 頁、参照。

先ず、このC53のC51に対する牽引性能比較を図7-16として掲げることから始めよう。

図 7-16　C53(実線)とC51(一点鎖線)との牽引性能比較

多賀裕重「新形三気筒急行機関車に就て」(『機械学会誌』第31巻 第134号、1928年、第六図)。

では、そこに盛り込まれた個別技術についての検討は措くとして、そもそも、C53 の誕生はC52に対して“出藍の誉れ”、と形容可能な開発事蹟だったのであろうか？ あるいは、それがC51より強力であったのは同慶の至りとして、エネルギー変換装置として観たC53は出現当時における鉄道省の蒸気機関車たちと比べた時、如何なる位置付けが可能な存在だったのであろうか？

この疑問を解くためには鉄道省における総合的な実験研究データを参照する以外に途はない。鉄道大臣官房研究所においては技手 岡本一雄によって過熱蒸気機関車に対する一連の性能比較試験が線路上及び機関車試験台上で実施されている。供試機関車は、C51270、D50378(図7-17)、18660(8620の141号車)、C50154、C5318、C522(恐らく休車状態)の6両であった。

図 7-17　鉄道大臣官房研究所、大井分室、機関車試験台上のD50378

藤田敬二『鉄道車輌実験法』共立社、1933 年、３頁、第１図。

そこから先ず、ボイラに関する比較データを掲げてみよう。表 7-2 は供試機関車のボイラ効率比較である。この数値を比較することによってボイラが与えられた熱をどの程度の効率で水に伝達し、蒸気の熱エネルギーに転換しているかが判る。

表 7-2　当時の鉄道省の機関車におけるボイラ効率と蒸発量(@燃焼率 G＝500kg/m²/h)

型式	ボイラ効率η_b(%)を求める実験式(G：燃焼率)	ボイラ効率 %	ボイラ蒸発量 kg/h
C51	η_b＝83.73－0.0540G＋0.00000488G^2	55.50	7664
D50	η_b＝91.21－0.0699G＋0.00000826G^2	55.26	10797
8620	η_b＝82.27－0.0565G＋0.00000465G^2	52.60	4681
C50	η_b＝86.32－0.0565G＋0.00000564G^2	56.95	5583
C53	η_b＝88.55－0.0695G＋0.00000826G^2	52.82	10321
C52	η_b＝84.35－0.0690G＋0.00000832G^2	48.91	10148

岡本一雄「過熱蒸気機関車ノ指示引張力ト気機蒸気消費量ニ関スル調査」(鉄道大臣官房研究所『業務研究資料』第 23 巻 第 35 号　1935 年)、35 頁より。

なお、この表のボイラ効率値は“ボイラ効率＝燃焼効率×伝熱効率－輻射損失”と定義し、右辺各項を型式毎に運転条件を変えながら実験的に求めて燃焼率 G の関数として表し、各項を総合した型式毎の実験式(表 7-2)から弾き出された値であり、蒸発量は“水の吸収熱量÷蒸気の熱量”即ち、“火格子面積×燃焼率×燃料発熱量×ボイラ効率／(蒸気全熱量－給水熱量)”として求められた値である(石炭の発熱量を 7000kcal/kg、蒸気全熱量 720kcalk/g、給水熱量 80kcal/kg と仮定)[139]。

---

[139] これらボイラ効率等の実験式導出過程については、岡本一雄「蒸気機関車ノ缶効率ニ関スル調査(第一

これを見るに、火格子面積過大をかこっていた C52 のボイラは確かにその効率において大いに劣っていたが、C53 とてボイラに関して大きなメリットは発揮しておらず、効率で C50、C51、D50 に、パワーの点ではほぼ同寸の D50 ボイラに水を空けられていた。大形機だけに注目すれば、D50 のそれとの比較における C53 のボイラに関しては図 7-18 に見るように、過剰通風が指摘されていた[140]。

なお、C52 に関しては火格子面積過大が低い通風圧を生んでいるようであり、また、この広い火格子上で高い燃焼率の焚火を行い得なかったと見え、中途半端なデータしか採られていない。

図 7-18　供試機関車における排気量(t/h [0~13])と通風力(水柱 cm [0~20])との関係

部)」(鉄道大臣官房研究所『業務研究資料』第 19 巻 第 32 号 1931 年)、同「蒸気機関車ノ缶効率ニ関スル調査(第二部)」(鉄道大臣官房研究所『業務研究資料』第 21 巻 第 35 号 1933 年)、参照。

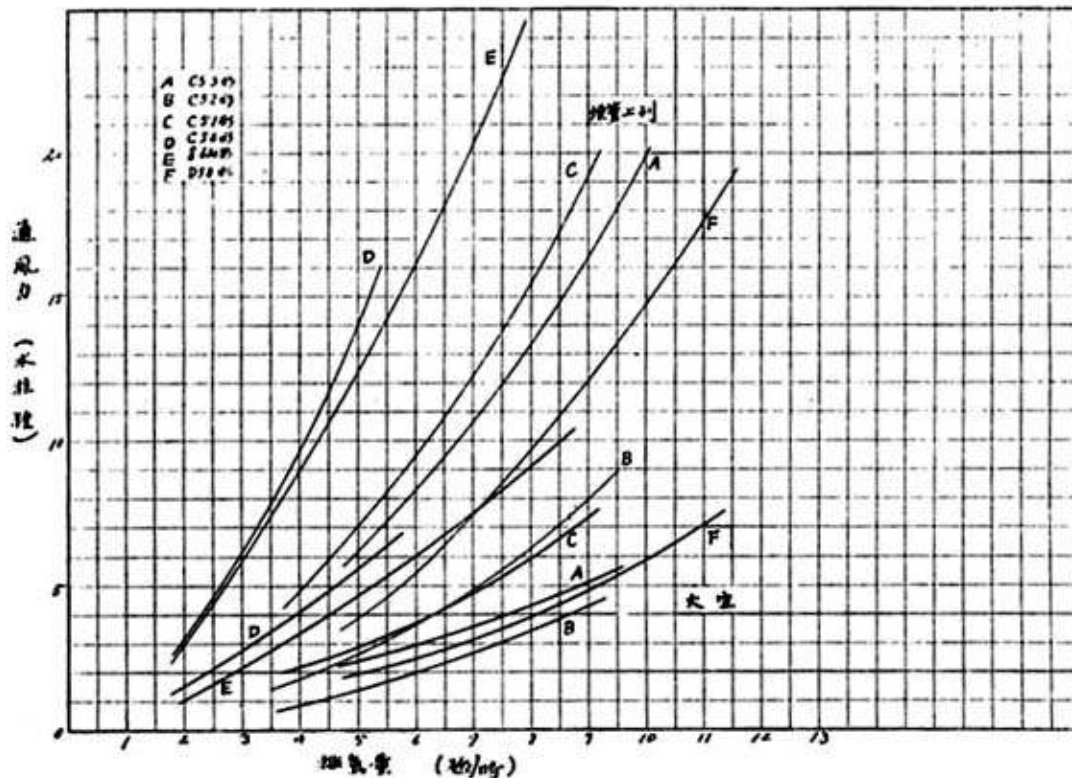
なお、藤田敬二『鉄道車輌実験法』(共立社、1933 年)にも以上に見られるデータと重なるモノが掲げられている。もっとも、同書は実験法、実験設備に関する書物であるため、そのデータを眺めて意味を掴むことは至難の業と言えよう。

もっとも、実際の設計の目安としては過熱ボイラについては朝倉式と呼ばれる以下のような簡単な経験式(運転局式ないし工作局式に同じ：海外の諸理論を元にして作成)が用いられていた。

$E=1/[1+B\{0.0012+3300(G/H)^4\}]$

E：ボイラ効率、B：燃焼率($kg/m^2/h$)、G：火格子面積(m^2)、H：全伝熱面積(m^2)

藤田『蒸気機関車の設計と構造理論』31 頁、【参考 - 6】、参照。

140 岡本前掲「蒸気機関車ノ缶効率ニ関スル調査(第二部)」 4 頁、参照。

A : C53、B : C52、C : C51、D : C50、E : 8620、F : D50。

上の曲線群は煙管上列、下は火室における値。

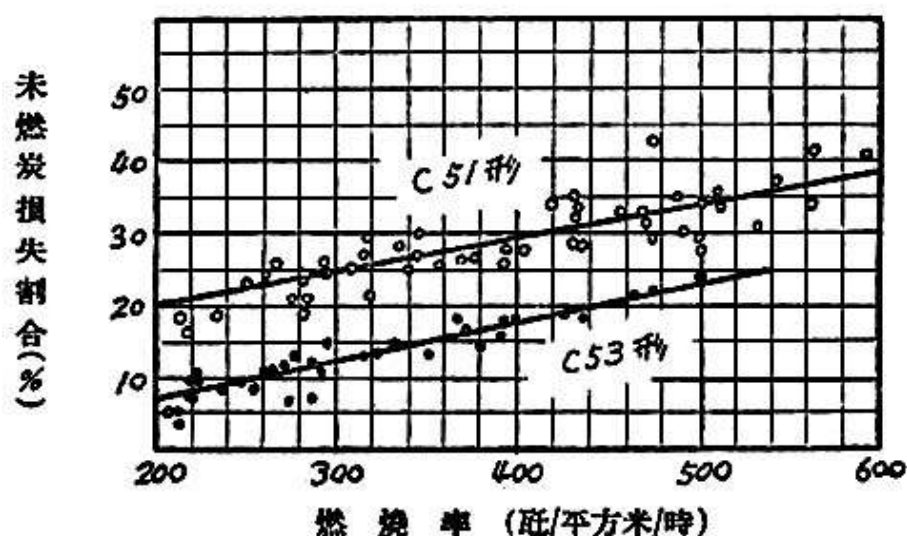
岡本前掲「蒸気機関車ノ缶効率ニ関スル調査(第二部)」49 頁、第 42 図。

D50 は吐出ノズルの口径過大、通風力過小を指摘されていたが、却ってその方が火室温度も高く、過熱管における伝熱量も多く、蒸気温度が高く、ボイラ効率も C53 より良い結果となっていた。煙管を比べれば長さは共に 5.5m、D50 は 140φ×28 本＋57φ×90 本、C53 は 140φ×28 本＋57φ×88 本で C53 の方が煙管の総断面積は若干、小さかった。

しかし、本来ならこれは逆で、その 3 気筒の通風力を活かすために、C53 には管板面積に対する煙管断面積比のヨリ大きな(煙管の直径ないし本数の大きい)、あるいは根本的にヨリ大容量のボイラを載せ、煙管内のガス流動速度を下げてやるべきであったということになる。

と同時に、C53 のボイラに関して乗務員たちから与えられた“騰発が良い”との評価は、パワーの点で C51 を遙かに凌駕していたが故に生じた歪んだイメージ、とも言えよう。

なお、通風力は燃焼率と共に気筒吐出蒸気エネルギが増し、煙室真空度が強まることで高められるゆえ、これに伴いシンダ損失(排出重量及び同熱量)も当然、加算されて行く。しかし、その値は通風力が均一である 3 気筒機関車の方が 2 気筒機関車より少なく、かつ、その差は負荷率が低い運転条件下ほど顕著であった。図 7-19 に C53 と C51 における燃焼率とシンダ損失との相関を示す。

図 7-19　C53 におけるシンダ損失の燃焼率との相関(官房研究所 大井試験場調べ)

武井明通前掲『機関車操縦法』、54 頁、第 15 図。

岡本による一連の比較試験における最終の狙いはボイラ圧と気筒の平均有効圧との落差を明らかにし、蒸気が、ひいては燃料がどれほど有効に仕事に転換されているかを解明することにあった。勿論、これらは機関部の性能に係わる事象である。

このため、彼はカットオフを 5%、10%、15%、20%、25%、30%、40%、50%に変化させて機関車を運転させ、それぞれにおいて速度(km/h ならびに動輪 rpm.)毎の平均有効圧を測定してボイラ圧との落差を調べる一方、動輪 1 回転当りの蒸気消費量を精査した。

彼が「圧力割合」と呼んだ数値は前者、即ち平均有効圧のボイラ圧に対する割合(%)である。論ずるまでも無く、この値は 100 に近いほど良い。彼は夥しい数のサンプリングを行い、そのデータを図上にプロットし、これを動輪回転数についての簡単な関数の形に整理した。表 7-3 はその総括を示す。

表 7-3　供試機関車におけるカットオフ別の「圧力割合 R(%)」と動輪回転数 n との関係

機関車	カットオフ	圧力割合 R(%)	機関車	カットオフ	圧力割合 R(%)
C51270	5	22.00－0.0470n	C50154	10	26.00－0.0540n
	10	32.00－0.0665n		20	37.00－0.0690n
	20	49.00－0.0900n		30	54.50－0.1015n
	30	64.50－0.1200n		40	67.20－0.1245n
	40	76.56－0.1518n		50	78.20－0.1365n
	50	84.50－0.1680n		－	－
D50378	10	41.00－0.0795n	C5318	5	25.50－0.0435n
	20	54.20－0.0865n		10	31.50－0.0501n

	30	69.00－0.1125n		20	45.00－0.0655n
	40	79.50－0.1255n		30	60.00－0.0825n
	50	88.50－0.1475n		40	70.00－0.1080n
18660	5	30.50－0.0750n	C522	10	31.00－0.0490n
	10	37.15－0.0915n		15	38.70－0.0635n
	20	53.75－0.1153n		20	44.30－0.0695n
	30	69.50－0.1480n		25	53.00－0.0870n
	40	78.70－0.1650n		30	58.50－0.0875n
	50	84.51－0.1690n		40	73.70－0.1185n

岡本一雄「過熱蒸気機関車ノ指示引張力ト気機蒸気消費量ニ関スル調査」9 頁、第 2 表。

定数項を見れば、C53 は実用にならない 5%カットオフで C51 に優っているものの、それ以外では全てにおいて C51 に劣っている。つまり、大きな牽引力を発揮するため、カットオフを伸ばし、かつ速度が未だ出ていない牽き出しからの加速時、C53 機関部の効率は著しく低い。これは C50 を除く他の全型式との比較について妥当する命題であり、２気筒機関車は「圧力割合」の点で３気筒に優るとも言えよう。D50 の数字など、頼もしい限りである。そして同じ３気筒でも C53 の機関部の低回転におけるパフォーマンスは C52 のそれに対しても全般に見劣りしている。

他方、速度項を見れば、C53 の係数は 10%カットオフを除けば C52 のそれより小さく、速度と相関した平均有効圧の落ち込みは少ない、ということになる。実用状の最大速度 95km/h において 1750mm 動輪の回転数は 288rpm.ほどに達するが、この時、20%カットオフであるとすれば「圧力割合」は、C53 : 26.14%、C51 : 23.08%、C52 : 22.48%、となる。また、経済速度 70km/h における 1750mm 動輪の回転数は 212rpm.であるから、同じく 20%カットオフなら、C53 : 31.11%、C51 : 29.92%、C52 : 28.18%、となり、C53 の値が最も優れている。この時、C52 の 1600mm 動輪の回転数はそれぞれ 314rpm.及び 233rpm.となり、回転数で損をしている格好になっている。要するに、速度が高くなれば C53 の機関部のパフォーマンスは他の急客機に優り、かつ、1750mm 大動輪の有難さが存分に享受されていたワケである。

このように、C53 において速度項の係数が小さい、換言すれば、速度ないし回転数の増大と共に圧力低下が目立たなくなるという特性は、その大きくもないピストン弁及びピストン自体に大きな総漏洩損失が発生していたという事実にも負っている[141]。

[141] 本文記述の方法は動的な漏洩把握法であるが、これとは別に鉄道省においては 1925 年末にピストンリング、ピストン弁リング、滑り弁の静的な漏洩損失検査法が確立していた(1928 年改訂)。この検査法並びに検査標準については本山『機関車用 弁及弁装置 1931 年増補改版』294~298 頁、参照。なお、そこには「最も権威ある大阪鉄道局制定のもの」と記載されているが、正しくは神戸鉄道局である。この検査法は先にも触れた通り今村一郎の業績の一つである。今村『機関車と共に』115~129 頁、『我国蒸気機関車発達の歴史』296~298、310~312 頁、参照。

岡本は低速で作動している機関部において発生する漏洩損失(kg/h)を“カットオフ値別に供給される蒸気量－図示仕事を元にして有効蒸気消費量として割り出される蒸気量”として求め、図上にプロットし、そのデータをカットオフ値Z(%)の一次関数として表した(表7-4)。

表 7-4　総漏洩蒸気量とカットオフ値 Z(%)との関係

機関車	漏洩損失(kg/h)
C51270	163＋5.3Z
D50378	115＋6.1Z
18660	96＋4.1Z
C50154	123＋3.9Z
C5318	195＋8.2Z

C52 に関するデータは遺憾ながら記載されていない。恐らく、C52 が瀬野~八本松に行ってしまった後の試験研究だったのであろう。

岡本一雄「過熱蒸気機関車ノ指示引張力ト気機蒸気消費量ニ関スル調査」19 頁、より。

この内、ピストン弁からの漏洩損失はカットオフの如何に係わらず一定の値として発生し続けるモノであり、カットオフ＝0 における漏洩損失(グラフの y 切片)がピストン弁からの漏洩損失に相当する、と考えられた。但し、岡本に拠ればカットオフ＝0 でもピストンはこれらの機関車における気筒隙間容積の気筒総容積に対する割合(内燃機関における圧縮比の逆数)の平均値、0.1071×ストローク分だけ進んだ位置を死点位置とするから、上の式の Z に代入されるべきは 0 ではなく、10.71%となる。これを代入したモノがピストン弁からの漏洩損失であり、その計算結果は表 7-5 に示されている。

表 7-5　ピストン弁漏洩量(kg/h)

機関車／(ピストン弁径 mm)	ピストン弁総漏洩量	ピストン弁 1 個当り漏洩量
C51270／(254)	220	110
D50378／(280)	180	90
18660／(200)	140	70
C50154／(220)	165	82.5
C5318／(220)	283	94.3

岡本一雄「過熱蒸気機関車ノ指示引張力ト気機蒸気消費量ニ関スル調査」19 頁、より。

即ち、C53 においてはピストン弁 1 個当りで見れば特段大きな漏洩損失が生じているワケではないが、3 気筒なるが故に大きな総漏洩損失が 3 つのピストン弁について計上されている。

また、ピストン漏洩量は総漏洩損失からピストン弁漏洩損失を控除した値となる。これ

を計算した結果が表 7-6 である。

表 7-6　ピストン漏洩量(kg/h)とカットオフ Z(%)との関係

機関車／(気筒径)	ピストン総漏洩量	ピストン１個当り漏洩量
C51270／(530)	－57＋5.3Z	－28.5＋2.65Z
D50378／(570)	－65＋6.1Z	－32.5＋3.05Z
18660／(470)	－44＋4.1Z	－22.0＋2.05Z
C50154／(470)	－42＋3.9Z	－21.0＋1.95Z
C5318／(450)	－88＋8.2Z	－29.3＋2.73Z

岡本一雄「過熱蒸気機関車ノ指示引張力ト気機蒸気消費量ニ関スル調査」20 頁、より。

ピストン漏洩損失は長いカットオフにおいて目立って来る。これを気筒当りで見れば、フルギヤに近い 75%カットオフにおいて C51 は 170.25、D50 は 196.25。これに対して C53 は 175.45 となっている。60%カットオフにおいてはそれぞれ 130.5、150.5、134.5、50%カットオフにおいては 104、120、107.2 となっているる。他の大型機と比べて C53 のそれは極端に大きくはない。但し、気筒径の大きい D50 において大きな漏洩損失が計上されているのは順当であるにせよ、C53 の気筒径は 8620 や C50 よりも小さかったのであるから、気筒径の割には漏洩が極度に多い機関車であったと言える。しかも、C53 は３気筒であったが故に、総ピストン漏洩損失は上記の３倍となり、法外な値となっている。

この一連の試験において C52 は 13.52~14.15kg/cm² の蒸気圧で、C53 は 14.81~15.22 kg/cm² の蒸気圧で運転された。そして岡本は、

> 併シ３気筒式ノ場合ニハ C53 形ガ弁調整不良並ニぐれすれ一式式弁装置ノぴん徒動スルモノガアリ、いんぢけーた一線図ニ其ノ影響ガ描取サレ気筒内ニ於ケル蒸気ノ変化ガヤヽ不良デアルカラ正確ニ比較スルコトガ出来ナイ

などという普段通りの逃げ口上を述べることを忘れてはいない。

鉄道大臣官房研究所、即ち現在の鉄道総合技術研究所(JR 総研)の元になった鉄道技術に関するわが国最高の研究機関における実験研究であるにしては情けない限りである。こんなテイタラクでは何のためのデータサンプリングであったのか、解析であったのか、一向に判らなくなってしまう。

もっとも、名古屋機関区における C53 の弁装置調整作業についての元技工長 伊藤金市の回想を顧れば、研究機関あたりで C53 の弁装置調整が巧く行える筈などアタマからなかったのだ、と諦観させられてしまう。

Gresley 合成弁装置の静態的ないし幾何学的調整法については西尾『三気筒機関車の研究』98~107 頁や本山『機関車用 弁及弁装置 1931 年増補改版』208~218 頁、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻 107~110 頁、同『最新 機関車検修工学』293~294 頁にも縷説されている。しかし、実態としてかような手練手管は余り用を為さなかった。

Gresley 合成弁装置の調整は動態的には３つの気筒への蒸気分配に係わっており、中央気筒への蒸気分配過大は“中ビク”の焼損や主動軸軸箱のメタル焼けに結び付いた。換言すれば、この点で馬脚を現すような調整では遣いモノにならなかったのである。伊藤曰く、

C53 の六検【6箇月検査】で最大の注意点は、３シリンダーの弁調整であった。専門の技工長を中心として、この調整を行った。“弁調整の神さま”である。弁には元々ポイントがうってあるが、ここに合わせても実際に運転を行うと、ドラフトがびっこを引いたりでなかなかうまくいかなかった。

C53 では、この調整が軸焼やビッグエンドの発熱につながるため、最大の注意をはらっていた。

六検があがると、点火をしてまず構内試運転で弁調整を行った。ドラフト調整で、デッキに技工長が乗り、地上では音を聞く技工がおり、試運転線をいったりきたりで半日行うこともあった。

構内試運転が終了すると、次は本線試運転で、この場合には大垣快速か豊橋快速に組み入れ試運転を行った。六検場からは、技工長１名と、技工１名が試運転に立ち会い、折返しの大垣では給油を行い、走行中もデッキ伝いに前部の給油ポンプまでいき、片手で手すりにつかまり、もう片方の手で油ポンプを回したりすることもあった。

この試運転で、中ビクが焼けたり帯熱したりすることが、時々あり要注意であった(西村前掲『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に』100~101 頁)[142]。

C53 の Gresley 式弁装置に係わる問題はその技工長＝“弁調整の神さま”の一人でもあった坪田勝太郎(山陽鉄道兵庫工場→大阪鉄道局鷹取工場→梅小路機関区→吹田機関区)によってヨリ理論的な視点から次のように扱われている(『機関車調整法図解』20~21、146~155、264、280~301、328~330 頁、参照)。

このグレスレー式ギヤーは他の弁ギヤーに比較すれば特に接手個所が多いので、少しづゝの間隙でも数が多いので非常に大きくなり、中央の弁運動に対する影響は甚大である。これがこのグレスレー式ギヤーの欠点であって、一般修繕後でも……左右の弁体を縛りつけて動かぬやうにし、中央の弁体を後方に力強く押しつけると中央の弁は相当に片寄るのである。僅かピン一本につき 0.1 粍づゝの間隙があるものとしても、中央の弁体は 1.6 粍も片寄るものであるから、その遊間の多いギヤーに対しては余程注

---

142 昭和 15 年の時刻改正において名古屋地区においては名古屋~大垣間４往復、豊橋~名古屋間３往復の準急(快速)列車が設定された。牽機は通常、C52 と同様、1600mm の動輪径を有する C50 で、名古屋~大垣間の所要時間は 45 分、平均時速は“燕”なみの 80km/h、最高 100km/h 以上で運行された。これらの列車は伊藤が語る六検上りの C53 のテスト他にも使用され、名鉄の電車との競争が繰広げられた。西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』66、94、97、101~102、237 頁、参照。

蒸気機関車の六検や検修全般については今井前掲『SL 蒸気機関車の思い出』44~58 頁の記述を参照されたい。

意せねば折角の弁調整も無駄になるのである(149 頁、段落付け引用者)。

しかも、坪田に拠れば Gresley 式弁装置一般においては、ガタの問題を除いても、左右気筒と中央気筒との間の折り合いを理想的につけることは原理的に不可能であった。かてて加えて、C53 のそれにおいてはこの間の妥協策が大きな問題を生じていた。

即ち、上述の通り左右の弁装置をなすワルシャート式弁装置において、返りクランク自体が均一に回転していても、この偏心機構と弁心棒中心線とのオフセットのため、両者の仲を取り持つべき加減リンクの揺動に前方では大きく(速く)、後方では小さい(遅い)という周期的なムラが発生し、弁心棒運動にも前後不同を生ずる。

これを補正し、弁心棒運動のムラに起因する前後カットオフ不同を相殺するため、ワルシャート式弁装置の設計においては調整、例えば偏心棒と加減リンク下端の接合ピンの位置を後方に偏倚させることで加減リンクの傾斜を増大せしめ、前方への動きを抑え、その前後不同を相殺する等の妥協策が施される(324~327 頁。C53 の場合、返りクランク半径 372mm、偏心棒長 1940mm に対して偏倚量 70mm)。

Gresley 式合成弁装置においては左右弁心棒の運動のみを取り出し、これを"折り返す"形で中央弁心棒の運動合成がなされる。C53 の弁装置においては上記調整によって過剰補償を生じており(因みに C59 においては 378、1840、48)、中央弁心棒の速度に後方が小さく、前方が大きいという不同性＝前方気筒におけるカットオフ過大性が与えられてしまうことになっていた(328~330 頁)。

坪田は C53 における弁線図を掲げ、左右気筒における前後カットオフ調整設計前において前 78.1%・後 80.1%であった中央気筒のカットオフが、その調整設計の結果、前 83.5%・後 70.5%へと著しくその差を拡大したという数値を示し、次のように結んでいる

> 以上を議論すれば、左右各**ギヤー**を正確に調整したことに依って、反って中央弁運動は益々不良となったのである。この理由を良く理解して現場に於ける弁調整に当たらなければ、総てが無駄に終ることが多い。又弁調整方法は…中略…設計上の意味と、それから熱のための膨張を加味して弁調整をせねばならない。(**注意**) この問題は**コンネクチング・ロッド**[→結びリンク→合併テコ]及び**エキセン・ロッド**等の傾斜影響が大体であって、それらを調整したことが反って中央の弁運動を不具合にしたことになり、又これを調整することは不可能であるから、已むをえず中央の弁の位置を後方に片寄せて補ふので、その量は設計上３粍とし、その３粍に対し熱のための膨張量の 1.8 粍を差引き、残りの 1.2 粍だけ中央弁心棒(弁と梃間)を伸ばして補ふのである。又中央**ピストン**死点に対する前後**リード**に甚だしく不同を生じるのであるが、これは運転上余り影響しないから已むをえないものとして排気音に現れない程度であるから控除する(330 頁、[] 内および傍点引用者)。

つまり、C53 の Gresley 合成弁装置は"神さま"的熟練者が相当に手を掛けて調整した上、構内試運転、本線試運転等を重ね、充分走り込ませ、ドラフト音を聴いた後でなければ近似的最適解への到達に確信を抱かせないようなメカニズムであった。鉄道大臣官房研

究所あたりでは“ポイント”＝ポートマークに合わせた調整を行う位が関の山であったと想わざるを得ないのである。

他方、鉄道省のヨリ新しい世代を含む主要な蒸気機関車たちとの比較に目を転じた場合、エネルギー変換装置としてのC53は如何に評価されたのであろうか？ 表7-7はこの点に係わる火格子面積1m²当り最大図示馬力の比較である。この数字には出力が絡んで来るから、ボイラの効率と機関部の効率との総合成績を示すデータという解釈となる。C52 の消滅以後にまとめられたデータであるため、その成績については欠落しているが、C53 前後に開発された鉄道省諸型式との幅広い比較が可能となっている。

表 7-7　鉄道省の蒸気機関車における火格子面積当り最大図示馬力

型式	火格子面積 m²	HP/m²	型式	火格子面積 m²	IHP/m²
8620	1.63	419	**C56**	1.30	414
9600	2.32	415	**C57**	2.53	410
C10	1.60	409	**C58**	2.15	406
C50	1.61	407	**C59**	3.27	523
C51	2.53	417	**D50**	3.25	419
C53	3.26	418	**D51**	3.27	450
C54	2.53	417	**D52**	3.85	491
C55	2.53	437	**C62**	3.85	562

C62については筆者補完。

藤田『蒸気機関車の設計と構造理論』31頁、【参考 - 4】。

明らかに、この数値を見てもC53のエネルギー変換装置としてのパフォーマンスはC51と同等で8620やD50のそれを若干下回る程度の凡庸なレベルにあった。

一般に、気筒容積のボイラ蒸発量に対する割合が貨物機に比して小さい旅客機は高回転まで引張り易く、高い回転数が回転数増大に随伴する平均有効圧の低下を補って余りある領域もヨリ高回転域にまで拡がるため、前者より高い最大図示馬力を示す。この意味において D51 と C59、D52 と C62 における数値の懸隔は当然の現象である。しかし、C51 やC53のそれを却って上回っているD50の成績はそのボイラの優越性と下回りとボイラとのマッチングの良さを改めて際立たせるデータとなっているように考えられる。

C55 で一旦、向上した性能が C57 で急落した理由は不明である。蒸気圧を 14 から16kg/cm² へと無理に引き上げたにも拘らず、機関部の諸元に蒸気圧向上と見合わない点があったのを放置したため、と見るのが順当であろう(表10-1、参照)。

C57とほぼ同世代のD51は優れたパフォーマンスを示しており、燃焼室を備えたボイラを有するD52のそれは更に向上している。D51とほぼ同世代のC59においては突出した数値となっているが、これには上に述べた旅客機の特性も与っており、D52 の燃焼室付きボ

イラを受け継いだ C62 は然るべき数値を叩き出している。この燃焼室付きボイラについては後に再度取上げられる。

C53 は総合比較に係わる以上の数字が明確に示しているように、エネルギー変換装置としては同時代の鉄道省の蒸気機関車の中でも平均的な存在に過ぎなかった。進歩はその後、急加速した。無論、それを領導したのは島秀雄である。島は、後述されるようにつぶさに見れば問題もあったが、ともかく、C53 に対する優れた後継機群の開発に成功したと言うべきなのである。

C52 との比較に立ち戻って言えば、鉄道省の蒸気機関車として平均的なボイラを持っていた C53 は、そのボイラ効率に関しては C52 を凌いだものの、アメリカの流儀に徹して C52 のボイラに Alco の推奨通り燃焼室が備え付けられていたとすれば、つまり、鉄道省が Alco の提案を蹴っていなければ、この点すらどうなっていたことか知れたものではない。

他方、機関部の効率において C53 は低回転時に関する限り、C52 に対して後れを取っていた。回転数"n"の項を見れば、1750mm 大動輪が C53 にとって如何に欠くべからざるものであったかも判明した。

但し、C52 の 1600mm 動輪がミカ=の 1372mm 動輪は元より、Gresley パシフィック等における狭軌 1511mm 相当の動輪径と比べても決して"短足"などではなかった点は強調されるべきであろう[143]。

その意味において C52 はもう少し巧く仕上げられていても良い機関車ではあった。然しながら、C53 について枕詞のように唱えられる"Gresley 式弁装置の調整不良と徒動"に関連して述べれば、C53 より古い C52 にも同じ型式の弁装置が用いられていた。何故、岡本は C52 におけるこの問題への言及を行っていないのであろうか?

ともかく、遺憾ながら以上の検討結果故に、国鉄史観の信徒達には C52 に 1750mm 動輪が与えられておらず、C53 が Gresley A4 などとの間でこの種の比較実験に供されずにも済んだことを只管(ひたすら)悦ぶよう勧めるしかないのである。

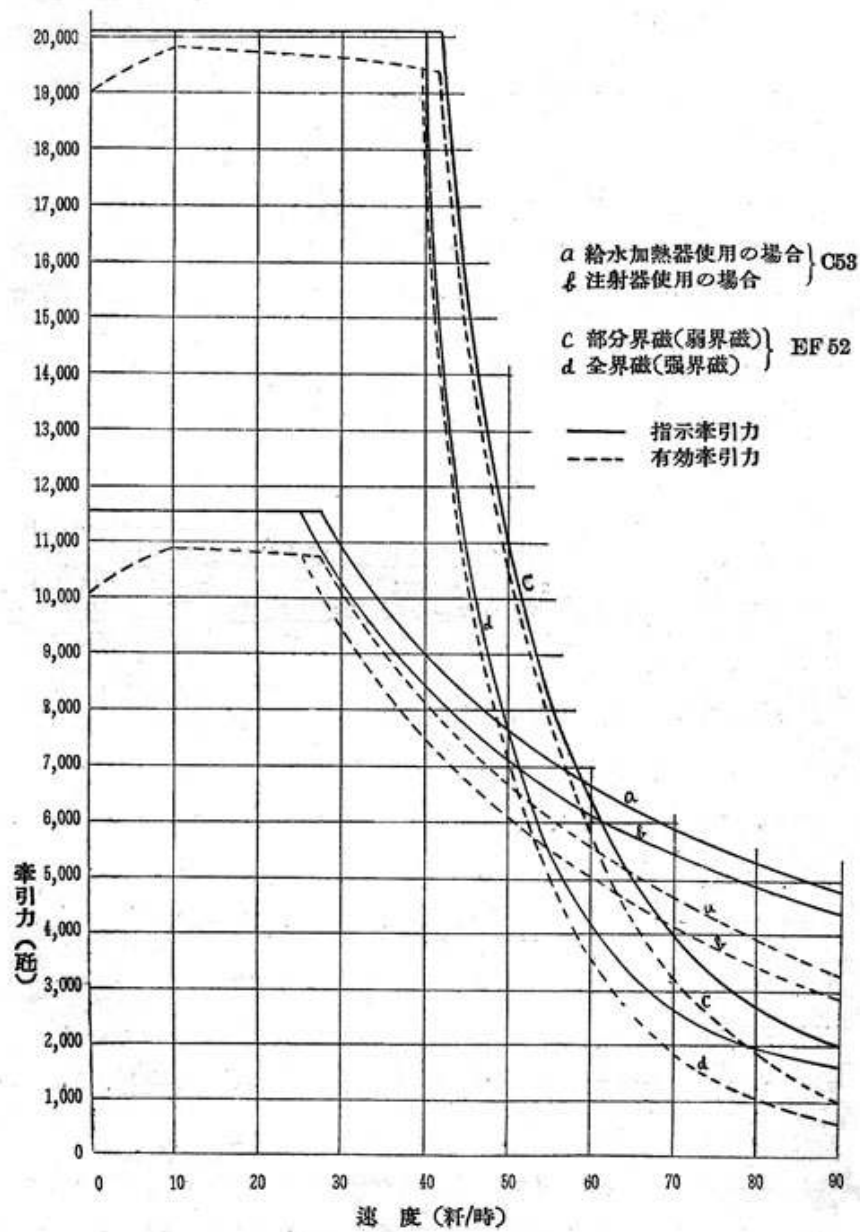
但し、C53 ないし当時の蒸気機関車のために(?)付言すれば、C53 の動力性能、とりわけ高速での牽引力は同時代の鉄道省電気機関車を凌ぐレベルにあった(図 7-20)。

貨物機 EF15 は関ヶ原の連続上り勾配での 1200t 牽引に耐えられなかった。このため、EH10 が量産される 1955 年まで、長らく D52 の天下が続いた。

他方、旅客機、とりわけ特急牽引機に求められるのは何よりも高速走行時の牽引力である。ところがこの決定的特質において、旅客用国産電気機関車の鼻祖たるべく、時の主力輸入機の長を採り短を捨て、C53 と同じ 1928 年に開発され、東海道本線に投入された EF52 の性能たるや誠にプアそのものであった。

---

143 因みに、1933 年当時、東海道本線 神崎(現・尼崎)~西宮間では 1520mm 動輪を有する C10 牽引の普通列車に C53 牽引の特急"燕"や急行列車を追い抜くダイヤが設定されていた。齋藤 晃前掲『蒸気機関車の挑戦』18~20 頁、齋藤七郎前掲『急げ!D50, 走れ!C53』69 頁、参照。

図 7-20　C53 と EF52 との牽引力比較

山内三郎『機関車運転論』川口印刷所出版部、1929 年、132 頁、第 23 図。山内は東京鉄道局運転課機関車掛 兼 東京鉄道局教習所講師。

橋本前掲『電気機関車』(岩波全書、1940 年)、166 頁においては、第 107 図として両型式の 0, 10, 25‰における牽引重量曲線(荷重曲線)が掲げられているので合せて参照されたい。そこでは縦軸が客車列車牽引重量、即ち機関車の有効牽引力を客車 1t 当り走行抵抗で除した商となる。

機関車総重量に占める粘着重量の割合がテンダ式蒸気機関車より遙かに大きい上、起動

時に最大トルクをマークする直流直巻電動機を主電動機に持つ直流電気機関車は本質上、低速時の強大な牽引力をウリとする。しかも、この主電動機には危急の際、短時間なら1時間定格電流の175%にも相当する過電流を流すことが出来たから、直流電気機関車は起動牽引力及び上り急勾配での牽き出しや均衡速度の点においては蒸気機関車を遙かに凌ぐ存在であり得た。

EF52とC53とを比較した場合でも、正にその通りであった。しかし、60km/h辺りを境として形勢は逆転した。即ち、高速運転領域におけるEF52の牽引力はC53の半分程度へと急激な落ち込みを示していた。これでは特急牽引機として物足りぬこと夥しい。これはEF52のギヤ比が旅客機として大き過ぎたためであり、その末路が阪和貨物線~阪和線における貨物列車牽引であったという事実も異とするには当らない。

丹那トンネル開通による熱海~沼津間の短絡電化線が開業する'34年まで、国府津~沼津間は現在の御殿場線が東海道本線であった。そこでは蒸機による"箱根越え"が演じられていたが、後先を考えぬなら、先ず電化され、EF52が投入されるべきはこの勾配線区であった。それにも拘らず、1926年に国府津~小田原間、'28年に小田原~熱海間といった盲腸線区が電化され、EF52がそこを走らされたのは、あくまでも、それが丹那トンネル以後を睨んだ布石であったからである。

丹那トンネル開通に相前後して、言い換えれば全面的な電機時代到来への技術的条件を整備するため、鉄道省はEF52のギヤ比を変更したEF53(1932、'34)、EF56('37~'40)を開発する。この開発は成功し、それらはC53を上回る高速牽引力を発揮した。更に、主電動機のパワーアップ(EF57 : '39、'41、EF58 : '46~'52)等の階梯を経て旅客用電気機関車の連続高速運転時における牽引力は同時代の蒸気機関車、C53後継機のそれを遙か凌駕するに至る。

C53が開発された1928年以後、戦前戦後期における本邦鉄道動力車技術界の状況はかくの如くであった。従って1928年当時、鉄道省が東海道本線上にて、そこが未電化区間であるが故に、少なくとも**その理由だけから**、止むをえずC53型なる蒸気機関車に優等列車を牽かせたかのようにイメージするのは行き過ぎである。C53は間違いなく、同期生のEF52よりは高速性能に優れた機関車であったからである。

なお、付言すれば、丹那トンネル開通以後、それ以上の電化が軍事的観点から見送られたことも手伝い、東海道本線の全面電化は結果的に1956年まで持ち越されることとなる。C53の後を継ぐ急行旅客用蒸気機関車機が開発されねばならなかった所以も此処にある。

(3)C53全盛期の使用実績管見

C53は騰発が良いと言われたボイラ、風通しの良い運転席など、乗務員にはまずまず支持された機関車であったが、その反面、折に触れて紹介した通り、3気筒なるが故に検修員たちを徹底的に泣かせた機関車であった。

しかし、C53は3気筒固有部分のみならず、足回りにも検修員泣かせの箇所が多かった。先にも述べた気筒中心線に対する台枠の平行度は蒸気機関車にとって基本的な問題である

が、これと同様、駆動系、弁装置の位相に変調を来させぬためには気筒中心と動輪の中心も本来は一致させられるべきモノである。勿論、動輪はバネで支えられ、上下に動くので、気筒中心線上に動輪の中心を並べ続けることなど出来る相談ではないが、静止状態での両者の食い違いが少ないに越したことはなく、数値的には±10mm まで、と規定されていた。

ところが、この値は動輪タイヤの摩耗によって次第に変化を来す。それによってこの食い違い量が増して来るような場合には先ず、動輪担いバネの所で調整が図られた。しかし、タイヤ摩耗が 10mm を超えると、動輪だけが垂れ下がったような状態になるのを防ぐため、先台車(２軸先台車はイコライザで他の車軸と連結されていない)と従台車とを調整し、機関車全体を沈めることで折り合いをつけさせなければならなくなる(この時には炭水車も沈下させる)。

然るに、C53 の先台車においてはこのための調整装置が元々欠落していた上、動輪担いバネ“鞍部”の調整、従台車コロ押背面と台枠下面との調整、従台車心向き中心ピン部における傾斜調整、担いバネヨークの傾斜調整の各項までが「調整に支障する著しいものゝ例」として槍玉に挙げられる有様であった。それ位、不親切な設計だったワケである[144]。

その C53 を駆って当時の乗務員たちや検修員たちは優等列車牽引の仕業に邁進した。そこで次に、C53 の検査回帰と走行距離に係わる名門、名古屋鉄道局の非常に断片的ではあるが、貴重なデータを拾ってみる。

機関車の検修作業は日常検査に相当する交番検査、６箇月検査及び完全オーバーホールに当る一般検査(全般検査)に分れる。この内、一般検査(全般検査)は蒸気機関車の場合、３年又は走行距離 36 万 km 以内に実施される定めとなっていたから、特に言うことはない。ただ、D50 や C53 のように加修の難しい特殊鋼部品が多用される機関車においては盛金など

---

144 『最新 機関車検修工学』259 頁、参照。

因みに前掲『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』45 頁、「先台車組立」の図に拠れば、C53 においては先台車中心鋳物(心皿)が先台車揺れ枕に嵌り込む部分に 250mm 程の直径を有する厚さ約 10mm の座金(ワッシャ)がセットされていた。付表には「一箇両所要個数　2」とある。従って、これらには２枚一組で作用するスラストワッシャとしての機能だけが期待されていたものと考えられる。

一方、後の C59 においては、同書、65 頁の「LT219 形台車」の図に明らかなように、この部位には「15/8 黒皮座金」が落し込まれている。図では読取り性を慮ってか、その数は２枚であるかのように表示されているが、付表には「一組分所要数　4」と明記されている。

15/8 がインチなら 41.3mm ほどに相当するが、名称共々、JIS 表記すれば“42mm 黒座金”となり、これであれば 42mm のボルトに適合するよう 45mm の孔が明けられた、外径 78mm、厚さ 6mm のプレス打抜き、無仕上の規格部品となる。

C59 に用いられていた「黒皮座金」の直径は約 290mm もあったが、C53 のそれにしても同様、転覆時の安全策たるピンを通すため、中央にこの位の孔は明けられていたのであろう。図からも C59 用「黒皮座金」の厚みは 6mm 程度であったと見て大過無い。従って、これらはスラストワッシャをなす２枚と先台車高さ沈め代(しろ)用の２枚をセットにしたヨリ進んだ設計と解されて間違いない。

の伝統的工法には頼れず、部品交換を以て済ませるケースが増大した点に固有性が見られた程度である。

交番検査の施行時期としては次のようなデータが残されている。第1は不良発生までの平均運転距離に関する数字である(表7-8)。

表7-8　機関車不良個所発生周期

型式	運転km標準	型式	運転km標準
C53	4500	9600	3500
C51	4000	8620	3000
D50	4000		

『最新 機関車検修工学』509頁、元データは名古屋鉄道局。

これを不良発生までの運行日数で表現すれば概ね12日前後となったという。但し、表に記載されている以外のマイナー形式ではこれが17日前後となった。

表の運転kmの数字だけを見ると、C53は恰も"保(も)ち"が良かったように映るが、必ずしもその見方は正鵠を射ていない。優等列車の先頭に立つC53は日車キロ数が他の型式より格段に多かったからである。機関車工学会はこの点に関連して「C53形式は使用が繁激であるから、比較的修繕が多いので15日迄延長使用することは事実困難である」と述べている。もっとも、A4に関して論じられたように、停車回数の少ない長距離優等列車仕業中心であれば機関車にとっては楽な面も出て来るのであって、これを理由に「修繕が多い」とボヤクのは機関車自体に問題があったということの証左に他ならない。新幹線電車にしても、"ひかり"より"こだま"で運用する方が痛みが激しいと言われているではないか！

因みに、1935年度、'36年度における使用機関車1両1日当り平均走行距離は表7-9の通りであった。

表7-9　使用機関車1両1日当り平均走行距離

型式	1935年度実績	1936年度実績
C53	506.1	484.7
C51	380.5	376.9
D50	267.0	266.0
9600	192.6	194.5
8620	261.2	268.6

同上書、511頁。

これと先の数字とを突き合わせれば、C53は8日毎の交番検査を要した筈であるが、「現在の技工配置状態と作業状態とから見て」実地においては10日前後、5500kmを超えない

時期に施行、と定められていた。これに対して、他の主要型式については概ね 15 日、マイナー型式については 20 日が交番検査の周期とされた。C53 は騙しダマシ遣われていた、ということになる。

六検、即ち 6 箇月検査の周期はハナから定められているが、そこに至るまでの運転距離に型式毎で大きな差が出て来ることは上の数字に照らして当然である。しかし、定期点検であるだけに休車ないし予備車状態にある機関車も対象になったらしく、機関車工学会は 1935 年度、'36 年度における配置機関車 1 両 1 日当り平均走行距離のデータから 6 箇月検査まで、即ち 180 日間の平均走行距離を掲げている(表 7-10)。

表 7-10　配置機関車 1 両 1 日当り平均走行距離×180 日の走行距離

型式	1935 年度実績	1936 年度実績
C53	407.0×180＝73260	407.0(?)×180＝73260
C51	298.1×180＝53658	294.9×180＝53082
D50	212.2×180＝38196	210.3×180＝37854
9600	144.1×180＝25938	149.0×180＝26820
8620	202.1×180＝36378	209.8×180＝37764

同上。

(?)の箇所には疑問を呈さざるを得ないが、これはこれで興味ある数字である。蒸気機関車の場合、6 箇月検査は走行距離 6 万 km を超えない内に実施されることとなっていたにも拘らず、C53 は 6 箇月ではなく 5 箇月弱で 6 箇月検査を受けねばならなかった。この数字を見れば、その間の事情も呑み込める。C53 はそれだけ走らされていたからである。

これと並んで我々の関心を引くのは、使用機関車と配置機関車との差、即ち予備車率である。

今、配属両数を N、予備車両数を n として C53 を例に取れば、1935 年度において、

$$506.1\times(N-n)=407.0\times N$$

となるから、予備車率 $^{n}/_{N}$＝19.6% となる。同じく、1936 年の配置機関車 1 両当り平均走行距離 407.0km という極めて怪しい数字を正しいものとして計算すれば、この年の予備車率は 16.1% となる。

このような計算を繰り返した結果は表 7-11 の通りである。

表 7-11　機関車型式別予備車率

型式	1935 年度予備車率	1936 年度予備車率
C53	19.6	16.1(?)
C51	21.7	21.8
D50	20.6	20.9

9600	25.2	23.4
8620	22.6	21.9

鉄道省の主要な蒸気機関車は４～５両に１両の割合で予備車状態に在ったことになる。これはかなりの比率と言わねばなるまい。

とは言え、1935~'36 年度についての数値は C53 がこの面において特別扱いされていなかったことを暗示している。それは C53 にとって、長距離優等列車の牽引だけに使われていた頃の Gresley A4 に相当するような"良き時代"のデータであると見做されねばならぬであろう。C53 が真に苦難の時代を迎えるのはその数年後であった[145]。

なお、この苦難の時代の入り口とも言える 1941 年９月 16 日、18 時 12 分、C5377 は上り急行第８列車の客車 13 両を牽引中、機関士の停止信号冒進により網干駅にて待合中の第 116 旅客列車に約 85km/h にて追突、９両編成の後部客車３両を粉砕･大破させるなどして死者 65 名、負傷者 51 名を出し、自らも前部を大破の末、82m 行き過ぎて停止した。これは我国鉄道事故史上、死者数では 12 番目に当る大惨事であり、不幸にして C53 が絡んだ最大の事故でもあった[146]。

さて、以上のように概括したことで、これから取り組まれるべき個別的論点の探求に対して読者諸賢の気勢を殺ぐことになってしまったかも知れない。しかし、一方において「其の境遇に於て据付機関と同日の論にあらず」と言われたように、蒸気機関車は単なるエネルギー変換装置の範疇に納まり切る機械ではない。他方、C53 における個々の機構や構造について、それが何故に、また、何と比べて改良であったのか、はたまた改悪であったのか、という問題は国鉄史観と反国鉄史観との対立における基本的対立点でもあった。従って、以上の概括を以て安堵することなく、項目別に課題を片付けて行くことは本稿に課せられた不変の義務であらねばならない。

---

145 もっとも、C53 がイギリス国鉄時代の A4 のような、特急列車から貨物列車まで定期牽引するほどタフな存在であり得た例(ためし)は一度として無かったという点は強調しておかれるべきであはあろう。

但し、C53 や C59 でも、六検上がりの試運転や運用上の遣り繰りの都合で貨物列車を牽引させられるケースはままあった(西村『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』230 頁)。

146 運転保安会編『運転局保安課事故監修 運転事故写真と解説』運転保安会、1956 年、33 頁(事故 No.29)、参照。

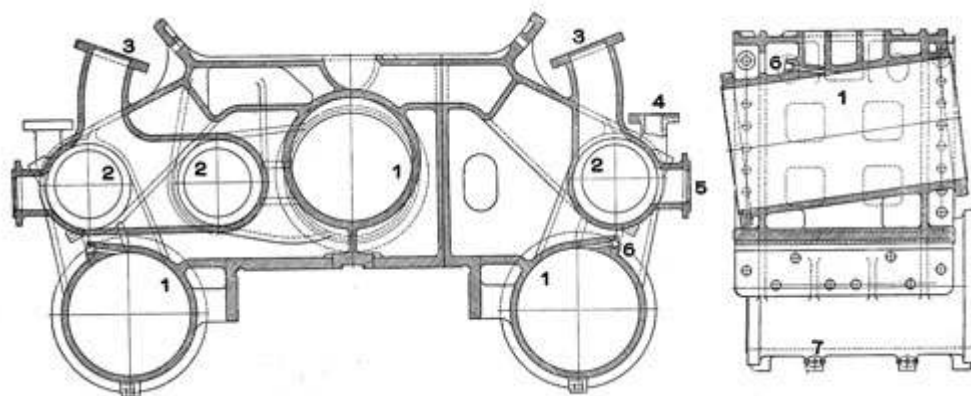
Ⅷ. C53に見る国産化技術の歴史的位相

(1)C53における気筒ブロック鋳造方案

C53 に盛り込まれた個別的技術の評価を試みるに当っては、国鉄史観と反国鉄史観との対立項目としてこそ表面化していないが、上に見た機関部における漏洩損失発生に絡む材料･工作技術上の根本問題、即ち気筒体の鋳造方案についての検討から説き起すことが適当である。

島は例外的な率直さを以て、C53 の３気筒固有部分の設計に際し、アメリカ流の「３気筒のシリンダの鋳物はこれは全くよい参考になった」、と述べている。だが、こういう時こそ我々は意地悪く、警戒感度を一杯まで高めて臨まなければならない。

無論、島の言に違わず、C53の、アメリカ流の鋳鋼ではなく鋳鉄(FC18)で吹かれた気筒ブロックはC52 と同じ方式の「右＋中」と「左」の２分割型として誕生している(図 8-1)。よって、島の言が直ちに眉唾だというワケではない。先に見たように、Alco の製品は遙かに大形のモノでもこれと同じ分割構造が採用されていた。C53の気筒に圧入された厚さ14mmのブシュ(ライナ)もAlco譲りの方式であった。もっとも、これは鉄道省には根付かず、恰も戦後における自動車用ディーゼル機関における発展史を先取りするかのように、C55 以降は新製時にはライナレスとし、摩耗後、補修部品としてこれを用いる従来方式へと戻されている[147]。

図 8-1 C53の２分割気筒ブロック

主蒸気管の内径は左右何れも165mmである。右の側面図において変則の千鳥に明いた８つの孔は1$^{1}/_{2}$in.(38.1mm)ボルトによって気筒ブロックを台枠サイドメンバに固定するための孔である。

機関車工学会『機関車名称辞典』第６版、交友社、1940年、102頁、第87図。

では、翻って L.N.E.鉄道における気筒体鋳造方案はどうであったか？ その実態は誠に区々(まちまち)であった。Gresley の“K3”は３分割であったし、パシフィック A1、A3、A4 の気筒

---

147 機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』上巻、391~392頁、参照。

にしても、中央気筒の位置がかなり後退していたこともあって(図 5-1、5-8)、３分割方式であった。ヤロー･ボイラ(高圧水管ボイラ)搭載の複式４気筒試作機、No.10000 が 1937 年に単式３気筒機へと改造された際にも３分割方式が選択された。

ところが、1930 年に初号機が造られた 1C1 タンク機関車“V1”級には以上の伝統に反して３気筒一体の鋳鋼製気筒ブロックが、1936 年に初号機誕生を迎えた A3 の 1C1 短縮版“V2”級の気筒にもこれ同様のモノブロックが与えられた。1937 年、旧 N.E.鉄道、Raven の 1919 年製３気筒 2C 機、No.2364 に近代化改造が施された際にもボイラ受、蒸気室共一体の３気筒モノブロックが採用されている。

しかし、この V2 の気筒には経年と共に多数の亀裂が入ったため、1960 年頃には K.,J., Cook の指導の下､これを３分割構造に改める措置が 20 両ばかりの V2 に対して講じられなければならなくなっている[148]。

当時、わが国においては熱負荷に曝される鋳物、とりわけ鋳鉄に経年劣化を生じ、変形や微小な亀裂が頻発する現象は舶用蒸気タービンのケーシングにおいても日常的に観察されていた[149]。

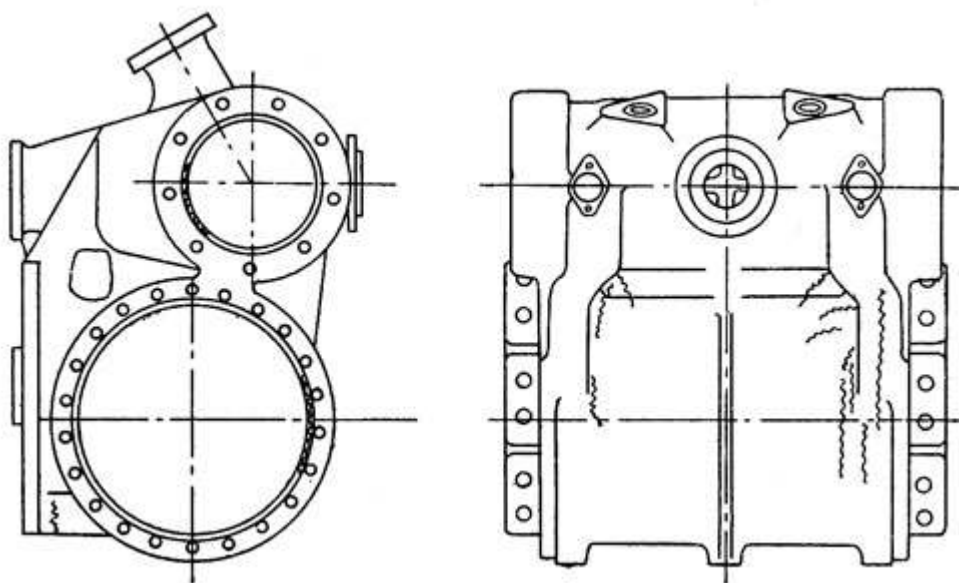
従って、モノブロック化は元より２分割(2+1)方式でさえ、後のことを考えるとすれば、必ずしも優れた製造方案とは言えなかった。

次に一例として掲げる図 8-2 はわが D50(9900)型における損傷発生例である。この鉄道省の機関車としては時代をリードした型式は、先にも見た通り、機構面に弱点を露呈しつつ稼働させられていたが、材料面に関しても「シリンダの摩耗量が他形式の５倍以上にも達する……(他の形式の摩耗量――直径の拡大――が走行１万キロ当り大体 0.08~0.10 ミリであるのに、9900 形は 0.45~0.5 ミリ)」（今村『機関車と共に』133 頁）と指摘されたほど大いなる不安を抱えていた。その不安は気筒亀裂においても同じであった[150]。

図 8-2　D50 の気筒ブロックにおける損傷例

148 cf. F.,A.,S., Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. pp.107, 169, 175, 182, 203~204.

149 前掲拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』141、157~158、225、235~236 頁、参照。

150 走行 10 万 km 当りの気筒摩耗として次のようなデータも公表されている｡8620 及び 9600：0.7~2.5mm、C51：0.7~2.0mm、D50：3.0mm。機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』上巻、392 頁。材料面における更なる問題については後ほど立ち返らねばならなくなる。

機関車工学会『最新 機関車検修工学』239 頁、第 259 図。

もっとも、こうした気筒ブロックの亀裂発生については「D50、C53、C51、9600、8620等の代表的に活躍したもの又は活躍しつゝあるもので相当年月を経過した機関車に多いので、之は当然のことであろう」(『最新 機関車検修工学』238 頁)などと、他所事のように言われているところからすると、予防などお手上げ、といった状況が蔓延していたと見える。この現実、この損傷状況こそは当時、わが国の工業技術が置かれていた歴史的位相を示す、謂わば“示準化石”に他ならない。

恐らく、この種の気筒ブロックには単に亀裂のみならず、歪みも発生していたことであろう。そしてその程度は２気筒を一体とした３気筒の右側ブロックにおいて最も甚だしく、これとボルト結合される左側ブロックの変形と複雑に絡んで３気筒ブロックを微妙に歪ませていた。これが C53 における法外な漏洩損失について考えられる最も合理的な説明である。

そもそも、アメリカの機関車に多用される鋳鋼の信頼性を画期的に向上させた功労者はこの国でも第一級の技術力を持つ機関車開発･製造家として鳴り響く Pennsylvania 鉄道であった。鋳鋼製の揺れ枕や台枠の熱処理に係わるその研究成果が 1914 年、N.Y.で開催されたアメリカ鉱山技術者協会で論文発表され、そのアブストラクトが流布せしめられたことを契機として、鋼の変態点、温度管理技術、築炉技術の根幹が広く共有されるようになり、アメリカにおける鋼製部材の比強度が一挙に昂進せしめられたのである。この事例からはアメリカにおける機関車製造家の学識の高さが窺われる(*Machinery's Encyclopedia*. 1929 ed. Vol.VI p.71)。

だとすれば、時のトップメーカー、Alco 流の鋳鋼･２分割方式にしても、アメリカという国でこそ中庸を得た技術であったにせよ、日本にとっては材料を鋳鉄に格下げしたところ

で客観的にかなり背伸びに類する技術に属した位のコトは当然であった。「３気筒のシリンダの鋳物はこれは全くよい参考になった」……こんな言い草は対等に近い生産技術を有した者だけが口にすべき台詞でなければならない。

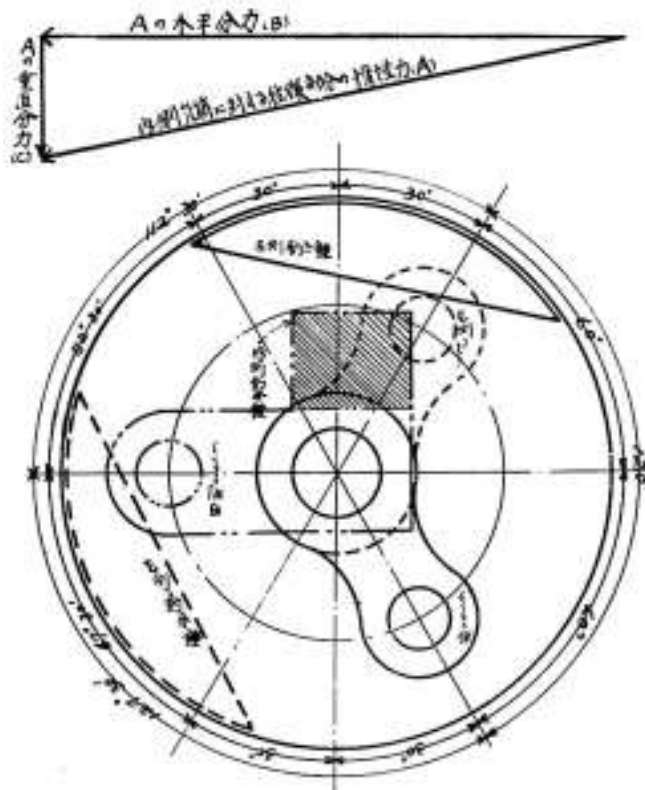
島は「…満鉄ではまだ米国の機関車を買い、そしてそれを殆んど模造している状況で…」などと満鉄の機関車造りに対して軽蔑的視線を投じていた。然しながら、先に見た岡本の式の定数項に表わされる漏洩損失の発生状況が教えてくれるように、鉄道省工作局車両課率いるところのわが国機関車製造技術体系はそれ自身、Alco の作品でもデッドコピーした上、果たして所期の性能が出せるのものなのか否か、一度、検定してみた方が身のため、と言える程度の水準に在ったのである。

(2)C53 における“島式”バランシング

次に、島が、鋳造問題とは天地の差を以て、そのオリジナリティーを自慢して止まない C53 における主動輪のバランシングとは如何なるモノであり、どのようにしてそれが構築されたのか、について瞥見を試みよう。その動輪、とりわけ改造後の主動輪における釣合錘の“ヤブニラミ”的相貌はこの３気筒機関車 C53 の外観を大いに際立たせるメルクマールともなっているからである。

西尾に拠れば、7° 30′ の中央気筒軸の傾斜を有する C53 の主動輪におけるクランクピンの割り振りは C52 を裏返したような格好で、右中 127° 30′ 、中左 112° 30′ 、左右 120° であった(この点、実のところ、図 8-3 はデタラメで、クランク位相はどれもこれも 120° に描かれている)。

図 8-3 の斜線部は C53 に当初(つまり改造前に)、与えられていたクランク車軸の補助錘である。再び西尾に拠れば、この補助錘はその遠心力によって中央気筒の往復運動部の慣性力(A)の垂直分力(C)を打消すために取り付けられたものである。

図 8-3　C53 の主動輪のクランクウェブに付加された釣合錘(斜線部、改造前、右側より)

このクランク車軸は一体型、図は極めて不正確である。

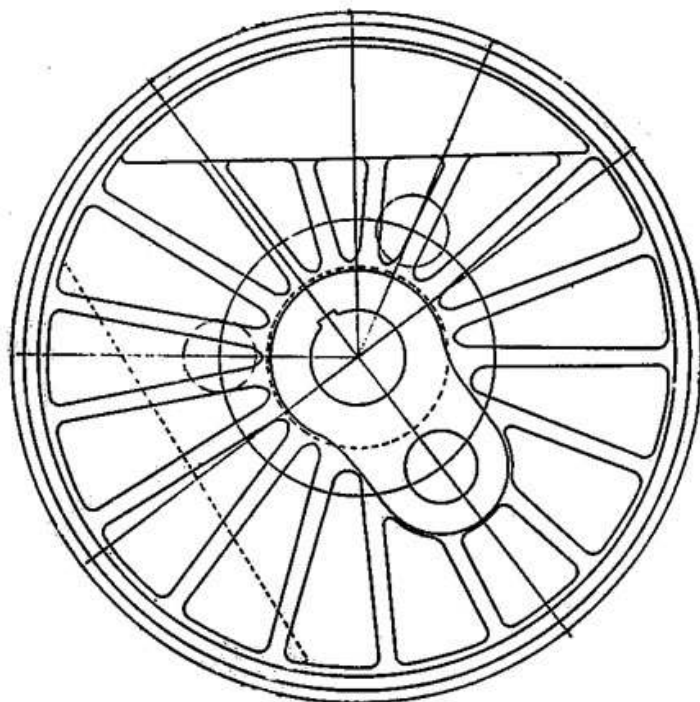
西尾前掲書、143 頁、第 68 図

然しながら、先ず問題にされるべきは回転質量のバランシングである。中央クランクは斜線部だけが遠心力を生ずるワケではない。また、斜線部がその遠心力により回転質量の釣合の役割を果たしていないとすれば、その振れ回りは前後動という別の振動を生むだけである。

また、良く見ればこの図においてはクランクピン位相以外にもおかしな箇所が目に付く。釣合錘の位置である。右側(実線)釣合錘は回転方向(時計回り)に正しく(?)前進している。これは早い時期に撮られた写真でも確認可能な点である。他方、この図の通りであるとすれば、左側(破線)まで前進していることになる。しかし、素直に“cross balancing”されている 2 気筒機関車でも、ミカニや C52 のような 3 気筒機関車でも、左側釣合錘は機関車の前進に対して回転遅れ側にズレていた筈である。

西尾は改造後における C53 の主動輪の図をも掲げている。ここに図 8-4 として掲げたその図は『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』45 頁のそれとも対応しており、クランクピン位相も正しく表現されている。もっとも、これらの図は機関車を左側から見たモノで、回転方向は反時計回りに取る。この点に注意して見れば、左側(実線)の釣合錘は回転方向に正しく(?)遅れている。このこともまた、後年に撮られた写真で確認可能である。然しながら、この図の通りであれば、今度はその裏側、右側(破線)においても遅れが生じて来ること

になる。

図 8-4　C53 の主動輪のクランクピン配置とバランシング(改造後、左側より)

西尾前掲書、40 頁、第 14 図より。

この図はほぼ正確である。中央クランクのプロフィールは描かれていない。
クランクピンの位相は従前通り右中 127°　30′　、中左 112°　30′　、左右 120°
である。

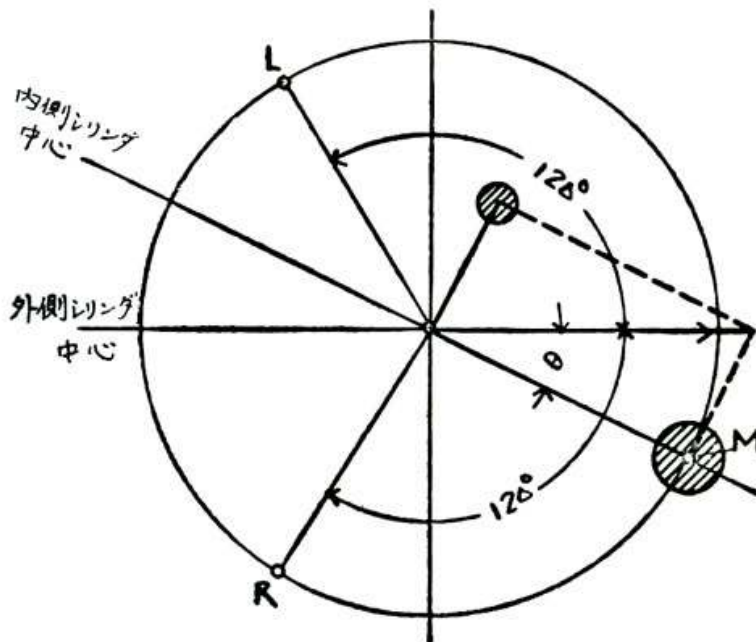
進むにせよ、遅れるにせよ、両側の動輪の釣合錘がクランクピンに対して同じ方向に、そして実は同じだけ、ズレている……現象的にはそれ自体として裏も表もない同じ輪心（ホイール）を、カード入れの手前か奥かに差し込むような調子で使う、というのは一体、如何なる心算のゆえだったのであろうか？

この問いかけを発する者は、意外にも、同じ輪心で済ませるため、という誠に以て同義反復的かつ姑息な動機から、というオチへと導かれる。

２気筒の場合、右が“進み”、左が“遅れ”になると言っても、同じ輪心を裏返しに遣えば自ずとそう出来たワケである。ところが、図 7-8、7-9 のような方法により合成錘のクランクピンに対する位相が左右で異なるように３気筒機関車の主動輪を誂えてしまうと、差し替えも裏返しも効かなくなってしまうから、確かに生産性の点では面白くないことにな

る。

この点を念頭に置いて、３気筒クランク車軸の釣合についていま少し詳しく眺めてみよう。図 8-5 は C53 の初期クランク車軸における独特の釣合法の勘所を示すものである。

図 8-5　C53 設計に際して開発された主動軸回転質量バランシング法

機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、235 頁、第 162 図より。

L、R、M は先ほどと同じく、左、右、中央のクランクピン位置を示す記号で、M の位置に記されている「●」はクランクピン回りの回転質量を表す。図は M が外側死点に位置する瞬間を表している。M の位相は L、R の対称軸から θ (C53 における実数値は 7° 30′)だけ変位しているため、そのままでは W_L、W_R に対する釣合錘の用をなさない。そこで、クランク中心から中央クランクウェブと直角方向に補正釣合錘「●」を張り出してやる。

この「●」と「●」とに働く遠心力の合力は L、R に作用する遠心力の合力と正反対の向きで、その大きさは同じになるよう調整されている。

これにより、各クランクピン回りの回転質量を左右動輪に取付けられた釣合錘の助けを借りずに均衡させることが可能となる。

実際にはこれだけで釣合を完結させられるほど大きな「●」の取付けは困難であり、L、M の反対側にはそれ相応の大きさの釣合錘が必要となるため、左側動輪に「●」の質量の一部を移し、例として L の対面に取付けられるべき釣合錘との間に合成錘を形成させる。かくすれば左側の釣合錘は前進回転方向に向かって“進み”の位置を得ることになる。そして、この輪心(ホイール)と全く同じ物を平行移動すれば、それはそのまま“進み”の位置を持つ合成

釣合錘を有するR側、即ち右側動輪として遣えるワケである[151]。

島秀雄が「ことにバランシングについては、欧州にもどこにも無い初めての方法が秘められていて、その結果軸重も軽く、作るにも易しく、勿論釣り合いは完全といったうまいものになったのである」と自讃しているのは正しくこの方法であった。

確かに、この巧妙な"島式バランシング"とでも呼べそうなやり方に拠れば、主動輪輪心は一種類で済み、これに取付けられる釣合錘の質量も回転半径が大きい分だけ小さく出来る。中央クランクウェブに補正釣合錘を残すにしても(図8-3斜線部)、その質量は大したモノではない。かくて、バネ下重量の小さいスマートな主動輪が得られることになる。3つある動軸の内、主動軸のバネ下重量だけが軽減されて如何ほどの効果があったかは別にして、ではあるが……。

実際には"cross balancing"によってこの合成釣合錘の位置は更なる微調整を被る。しかし、そんなことは瑣事に過ぎない。この点において、島の自讃には曖昧さが目立つ。また、これを真に受けて"cross balancing"の導入に関する記述と見立てた川上の説明は事実認識として全くの誤りである。"cross balancing"などはドイツ辺りで古くから実施されており、わが国においては父・安次郎が先鞭をつけた方途であるから、わが国で3気筒機関車にこれを採用したぐらいのことで秀雄にオリジナリティーなど帰属する筈もない[152]。

なお、往復運動部分の慣性力の一部に対するバランシングがなされる点においては3気筒機関車も2気筒機関車と同様である。しかし、その程度は"hammer blow"を静止輪重の15%以下に抑えるという制約の下では知れていた。3気筒機関車の場合、問題を複雑化させるのは中央気筒の傾斜とクランクピン位相の不均等性であった。西尾の補助釣合錘(図8-3斜線部)は現実に中央気筒系における往復運動部慣性力の垂直分力に対する釣合錘をも兼ねさせられていた。実際のバランシングは如上の説明より遙かに込み入った作業を通じて獲得されている。それにも拘らず、大筋においては右の記述によってこの"島式"バランシングの要点は理解されるであろう。

然しながら、"島式"バランシングには大きな欠点が包蔵されていた。即ち、予め覚悟の上であったにせよ、中央クランクピン回り回転質量に生ずる遠心力の釣合をその場で取らなかった(部分釣合を図らなかった)ため、逆方向の遠心力の作用点間距離が大き過ぎ、クランク車軸に過大な内部モーメントの発生を見ることがそれである。

既にGresleyパシフィックに関連して言及しておいたように、また詳しくは章を改めても論じられるが、こんなコトをすれば、当時の脆弱極まる一体成形クランク車軸や車軸軸受では保(も)たなくなって当然である。

そして、この期に及んで島が選んだのは、次章で見る通り、これまた独特、中途半端、

---

151 機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、235~236頁、参照。

152 島前掲「C53の設計をめぐって」、「C53からC59へ、そしてC62へ」、川上前掲『私の蒸気機関車史』下巻、338頁、参照。

かつ面子に拘ったような組立式クランク車軸ならびにそれに対応する“ネオ島式”バランシングであった。中央クランクのウェブには中心線に対して 25° ほど、ほとんど申し訳程度に屈曲した短小な補正釣合錘部が与えられていた(図 9-4)。図 8-5 にこれを当て嵌めれば直ちに了解されることであるが、約 25° の屈曲、換言すればウェブから約 155° の開きを持つ補正釣合錘部の重心位置は M から反時計回りに 127° 30′ 進んだ L の位相を通り越して 10 時の辺りに来てしまう。この補正釣合錘が矮小なのはその質量の大部分を左右の動輪に均分した結果と考えられるから、左右動輪上のこの位相に補助釣合錘を置き、クランクピンの対面に置かれた釣合錘との間に合成釣合錘を形成せしめれば、その重心はクランクピンに対して前進回転方向に “遅れ”た位置にやって来るしかなくなる。平行移動によって左右を共通化出来る点は従来型と同じである。そして、これが図 8-4 に示された改造後の C53 主動輪におけるバランシングの主たる根拠に他ならない。

C53 が改造後、単独で見ればスマートでありながら、一覧すれば見苦しいほどに統一性を欠いた釣合錘位置を特徴とする動輪群を与えられるに至った経緯はおおよそかくの通りである。「設計陣が枝葉末節にとらわれ、全体を見ずその本質を見失っていた」などという言辞はこの“島式”バランシングにこそ向けられるべきである。

以上を前提として C53 の外観からは窺い知れない 3 気筒固有部分……クランク車軸ならびに“中ビク”、弁装置、とりわけそれらにおける摩擦･潤滑機構としての構造的問題に目を転じてみることにしよう。

Ⅸ．C53 における“中ビク”ならびに中央クランクピンに係わる諸問題

(1)蒸気機関車という原動機の特殊性

動力発生装置としての機関車の特殊性は仕業の定刻性の具体化が負荷率の変動を通じて実現される点に求められる。即ち、機関車の負荷率は据付機関や舶用機関の多くとは逆に、ある時には高く、またある時には極端に低い。森らは既に見た通りこの点について、

> 機関車は不完全なる基礎の上に並べたる二本の軌条を頼りて晝(ひる)となく夜となく走行し、山に登り谷に下りて常規を逸せず。或は徐行して一吋の進退を争ひ、或は疾走して一時間に能く六十哩の距離に達す。

とも、また、

> 狭隘なる場所に一切の兵器と一切の兵糧とを貯え出で、数百哩の外に使し、風雨寒暑を厭はず常に分秒を過(あやま)たずして発着し、時々刻々変化する抵抗を受けて事とせず、逆に立て順に守るもの、其の境遇に於て据付機関と同日の論にあらず。

とも述べていた。

大きな、そして絶え間ない負荷変動こそがその仕業の特徴である。そして、これを冷静に言い換えるならば、機関車の平均負荷率は発電用や舶用の原動機と比較すれば極めて低い、ということになる。

因みに、クランクジャーナルおよびクランクピンに対する最大許容圧力(kg/cm²)の例を表 9-1 に示す。

表 9-1 各種蒸気機関におけるクランク回りの許容応力

	クランクジャーナル	クランクピン
高速蒸気機関	28~40	28~40
低速蒸気機関	60~80	60~80
舶用蒸気機関	30~40	30~40
蒸気機関車	100~120	100~120

池澤保『蒸汽機関設計』産業図書、1946 年、266、278~279 頁、参照。

この数値　は蒸気機関車における平均負荷率が何故、低くあらねばならぬかを示すデータともなっている。

また、レシプロ原動機たる蒸気機関車においては、自動車に言うエンジンブレーキによる負荷さえ、構造上、即ち、バイパス弁があるため、ほとんど発生しない。勿論、幾分かのポンピングロスと蒸気圧がリング背圧として作用していない状況下におけるフリクション･ロスは発生し続けるが、惰行運転時においては圧縮圧由来の軸受負荷は発生しない。絶気運転というのは蒸気機関車の軸受にとっては、ある意味、無くてはならぬ息抜きの場であった。

これに対して自動車機関、とりわけ吸気絞りを伴わないディーゼル機関においてはエン

ジンブレーキ作用時、圧縮圧由来の軸受負荷が圧縮によるピストンリング背圧上昇に伴うフリクション･ロス増分、圧縮仕事による発生熱の気筒壁への伝達･散逸分、という形で継続する。ガソリン機関においてはこれらが小さくなる反面、ポンピング･ロスはヨリ大きくなる。内燃機関の軸受は機関が“力行”していない時でも結構、虐げられていることになる。

因みに、ごく例外的にではあるが、“ブレーキ機関車”と称し、進行方向と逆方向に逆転機を入れ、気筒を圧縮機として用いることで通常の蒸気機関車にはない制動力を発揮するよう改造された機関車も存在した。これは機能的には商用車用ディーゼル機関における排気ブレーキに相当するもので、その圧縮仕事を機関車性能試験時の負荷に、あるいは連続下り勾配における列車制動補助に用いようという発想の賜物であった。

鉄道省では 1940 年度、8850 型(2C)、8866 号機をこれに改造、テストを行った。主たる変更点は、空気加減弁、安全弁および気筒過熱防止用缶水注入装置の取付であった[153]。

本機は機関車性能試験時の負荷として約 5t のブレーキ力を発揮し、速度も±2km/h 以内で安定していた。連続下り勾配での制動試験においても本機は 4.5t の制動力を維持した。しかし、この“ブレーキ機関車”はドイツ、フランス、イタリア等では機関車試験用負荷として相当長い使用実績を有したらしいが、わが国においてはこれ以上、発達も普及も遂げなかった。機構複雑、操作が誠に厄介な上、軸受部を含め、機械的負荷が大き過ぎ、なおかつ気筒へのシンダ吸入等を避けるのが相当困難だったためであろう[154]。

この試みを通じて機関車設計の特殊性に係わる問題が馬脚を顕すことになっている。何となれば、

> クランクピンその他の軸受部が上り勾配に於て相当荷重を受け、下り勾配で更に続けて圧縮機関として相当の荷重を受けることになるから各軸受部の温度が過大となる危険があるため……
>
> ブレーキ機関車のブレーキ力は一時的にはかなり大きく出来るが連続的には動輪上重量の 1/10~1/7 位と見るべきである(田中･横堀、順序は入替えてある)。

などという教訓が得られているからである。これは何ともひ弱なコトではないか！

---

153 言うまでもなくこの 8850 型(Borsig [ドイツ])は鉄道省における国産急客機、18900(→C51)開発に先立ち、急行旅客用機関車のサンプルとして 8700(North British)、8800(Berliner[ドイツ])、8900(Alco)と共にサンプル輸入された 2C の軸配置を有する機関車群のひとつで、8700 以外は過熱式であった。もっとも、当該の 8866 号機は輸入品を真似た川崎造船所による国産機である。

154 日本機械学会『昭和 16 年版 機械工学年鑑』325~326 頁、田中太郎･横堀進「ブレーキ機関車に就て」『日本機械学会論文集』Vol.7, No.28-1,2(1941 年)、横堀進『鉄道車両工学』76、78 頁、参照。

但し、蒸気機関車のブレーキが蒸気ブレーキや真空ブレーキであった古典的時代や、乗務員が空気ブレーキの取扱いに慣熟していなかった頃には逆転機をリバースに入れ、エンジンブレーキに頼ることはまま、あったようである。松原前掲『蒸気機関車とともに』15、50、85、98 頁、参照。

1907年に建造されたイギリスの高速客船モーレタニアが1909年、大西洋横断(西航)の速度記録を平均時速26.06ノットに塗り替え、ブルーリボンを奪回した時、彼女は6000tの石炭を積み、毎日約1000tを焚き続け、4日と10時間51分、フルパワーで航海を続けた[155]。

如何にも剛毅なことであるが、そもそも舶用機関というモノの持久力は4日、5日といったオーダーに留まるモノではない。まっとうな舶用機関なら、燃料油、潤滑油、冷却水さえくれてやれば半年でも1年でもフルパワーで回り続けるであろう。発電用原動機の持久力は更に凄まじい！

このような芸当は仮令、台上試験であったとしても蒸気機関車には到底不可能である。蒸気機関車は如何にも勇猛そうに振舞うが、その最大出力たるや“火事場の馬鹿力”に類するモノに過ぎない。ボイラ馬力の制約もあるが、*Mallard*が身を以て示してくれたように、機械的な制約も実のところ大きい。しかし、それは決して欠陥なのではない。

その正常な使用条件からしてそれで一向に構わぬワケである。そもそも、何処までも続く高速運転も無ければ、果てしない連続上り勾配などというモノもあり得ないからである。

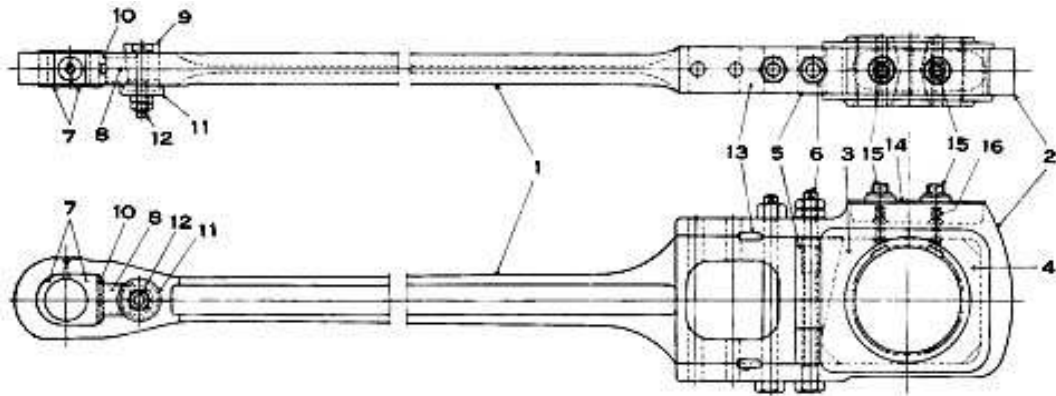
それ自身の使用条件に即した適応進化のためには“無数の真理”が“其の内に含有”されねばならぬのは道理であり、その結果が“矮小なる体内に多大の動力を包蔵す”る勇壮な姿となって現れていたワケである。この点、蒸気機関車は自動車に酷似している。否、蒸気機関車に限らず、鉄道車両というものは本質上、舶用機関などよりも仇敵である自動車の方に似ている。血統的に舶用上りである国鉄制式ディーゼル機関が極めてみっともない開発の道程を歩んだことの根源的理由もこの辺りに在る。

(2)C53のクランク、“中ビク”回り

それはともかく、C53の“中ビク”軸受をはじめ、蒸気機関車部品の負荷容量は元来、最大出力に対して不足気味に設定されている。ギリギリに贅肉を削ぎ落としてそこに至るのは荊の道である。然しながら、仮にもこれが平時の仕業にも事欠くほど少なきに失しており、何とか今少しの持久力を持たせねばならぬとすれば、方途としては適材の選択、応力の切下げ、潤滑の工夫……、これ位しか無い。

先ず、力の伝達経路順に中央主連棒から瞥見してみよう。当然のように図9-1に示すC53の中央主連棒太端はC52譲りのオープンエンド＋ストラップ (—⊂ + ⊃)方式であった。

図9-1　C53の中央主連棒

[155] 舶用蒸気タービンプラントの技術史に関しては拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』ユニオンプレス2002年、参照。

1	主連棒體	7	主連棒細端受金	12	主連棒細端楔ボルト
2	主連棒太端	8	主連棒細端楔受	13	キー
3, 4	主連棒太端受金	9	主連棒細端楔	14	油壺蓋座
5	主連棒太端楔	10	主連棒細端楔ライナ	15	油壺蓋
6	主連棒太端楔ボルト	11	主連棒細端楔ボルト座	16	サイホン管

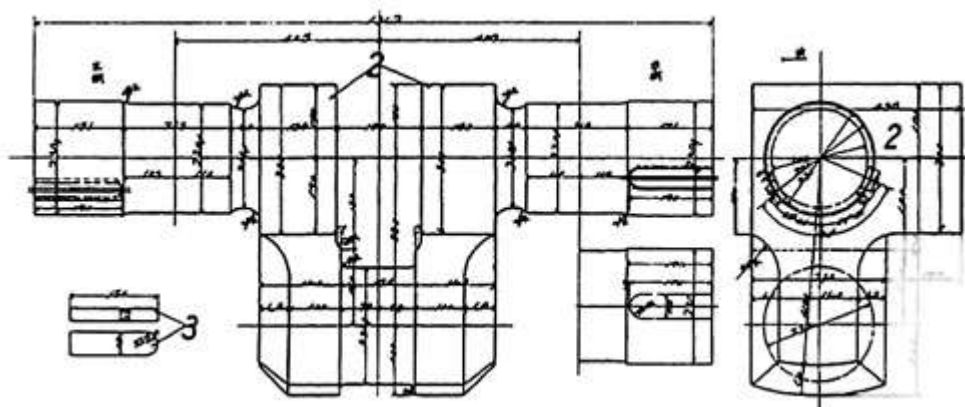
機関車工学会『機関車名称辞典』184 頁、第 151 図。

中心間距離 2700mm、通常構造の太端を有する外側のそれは 3100mm。

この点と油壷が２個になっている以外で C53 のそれが鉄道省における他の蒸気機関車の主連棒と別段に変った形状であったワケではないが、その材質はストラップ共々、炭素-V 鋼という C52 譲りの、鉄道省にとっては新たな鋼種であった。西尾はこの点について述べた上、「従来主連棒の特殊鋼材料としてはニツケルクローム鋼を採用したが此の機関車には上記の材料を用ひ他のものも之に変更するやうになつた」(『三気筒機関車の研究』181 頁)、と続けている。ここに言う「従来」とか「他のもの」が D50 初期のそれのみを指すことは状況的に明らかである。余り虚勢を張るものではない。

なお、C53 には主連棒以外にピストン棒、同ナットにも炭素-V 鋼が採用されている。クランク車軸にもそれは採用されているのであるが、こちらは少しハナシがヤヤコシクなる。

当初、C53 の初期に採用されたそのクランク車軸は、先にも述べたように、特殊鋼製一体鍛造品(図 9-2)であった。

図 9-2　C53 初期の一体型クランク軸

鉄道史資料保存会『C53 形機関車明細図』2000 年、221 頁より。

イメージの把握を妨げる寸法補助線は濃度を下げてある。クランクピンの寸法は 230φ×150mm。フィレット部には隅肉 R が付けられているようである。ウェブ厚 160/150mm、ジャーナルは 220φ×215mm。同くびれ部 205φ×60、70R。第 1・3 動軸はジャーナル 200φ、中央ストレート部 185φ。

なお、上述の通り、『8200 形(C52 形)機関車明細図』153 頁に拠れば C52 の組立式クランク車軸は一回りゴツく、クランクピン 241φ×152mm であったが、ジャーナル並びにウェブもそれぞれ 230φ×241mm、165mm と太目であった。

ご覧のように、他の３気筒機関車のそれと同様、ジャーナル部とピン部との間のオーバーラップが全く無い、非常に間延びしたモノであるが、この設計自体はピストンの行程が長く、最大ガス圧→最大トルクが低い以上、致し方ないプロフィールであった。これを太く丈夫にすれば重量も軸受の周速も過大となり、悪影響が出るばかりとなる。

ただ、C52 の組立式クランク車軸とは違い、普通の釣合錘が無かった点に再度、注目したい。これ位の鍛造品になると釣合錘を一体成型するのは確かにホネであるが、小器用なバランシングに挑みさえしなければ、これに釣合錘を別体で後付けという方案もあった筈である。しばしば語られる特殊鋼の節約云々の理屈など全くの筋違いで、後付けなら炭素鋼の別体成型品をアリ組に留めてボルトで固定すれば良いだけである。

それにも拘らず、この措置を講じなかったのは「設計陣が枝葉末節にとらわれ、全体を見ずその本質を見失っていた」という意味において完全な設計ミスであった。“島式バランシング”や“cross balancing”などに拘泥する一方でこの有様 ―― まさにバランシング倒れである。

かような設計に拠ればクランク車軸の中央クランクにかかる遠心力は動輪の釣合錘によって均衡せしめられる他無くなるワケである。繰返しにはなるが、これではクランク車軸に強い内部モーメントが働かざるを得ない。この内部モーメントは軸を曲げ、主軸受、つまり車軸軸受をこじる作用をなし、曲ったままの状態で回転を続ける軸の作用によって軸受の帯熱や軸受寿命の短縮が招かれずには済まない。

また、クランクジャーナルおよびアームには曲りを生じ、クランクピンにも大きな曲げ

モーメントが働く。こんなことになれば、“中ビク”に問題が起こるのは必定であり、軸及び軸受メタルの異常摩耗や帯熱は当然、悪くすれば応力集中の結果としてクランク軸折損に到る位のことは目に見えている。それはまさしく、同時代における内燃機関技術史の教訓であった。

海外の技術情報に通じ、商工省標準形式自動車や鉄道省標準ガソリン動車の設計に際してはその取りまとめ役を果たし、あまつさえ『自動車工学実験法』(共立出版、1944 年)なる著書まで物した島が、この程度の感覚を持ち合わせなかったこと自体、誠に不可解と言う他無い[156]。

また、鉄道車両車軸は走行中、常時“回転曲げ試験”に供されるが如き存在であるから、バネ上重量を支える役割を分担する３気筒蒸気機関車のクランク車軸にはクランク軸デフレクション(弾み車重量によって陸舶用中・大形内燃機関のクランク軸に生ずるアームの開閉)に輪をかけたような変形が必ず発生する。中央クランクピンに作用する遠心力に対して部分釣合を取らぬままにし置けば、遠心力とバネ上荷重との絡み合いによってクランク車軸には複雑な応力が作用し、これを責め苛む事態は不可避である。Gresley 型“中ビク”への完成メタル適用時におけるメタル摩耗値 (第Ⅴ章 第４節)を想起されるがよい。その 0.1mm/80000km という僅少な摩耗率こそは健全なクランク車軸の存在に裏付けられた、異常摩耗やメタル焼けに呻吟した C53 的境地とは全く異次元をなす世界の存在証明に他ならない。

然しながら、３気筒機関車のクランク車軸に関しては、C53 初期のそれと同じ一体式と

---

156 実を言えば、商工省標準形式自動車“いすゞ”系６気筒ガソリン機関や鉄道省標準ガソリン動車用機関にも釣合錘無しのクランク軸が与えられていた。

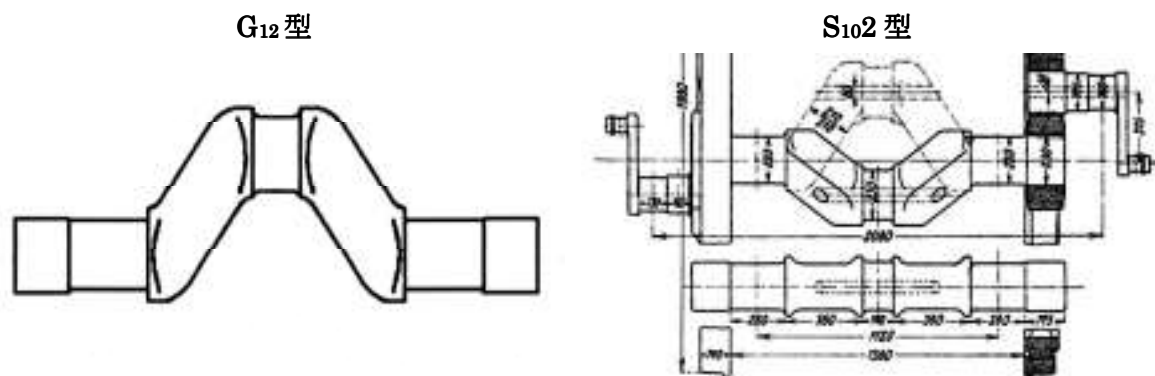
“いすゞ”は多方面に廉価版設計を余儀無くされているが、クランク軸もこの国における型鍛造技術の遅れを所与の条件として安上がりにまとめられた。これに中途半端にも釣合錘４個(前後端各１、中央２)が後付けされるようになったのは開発から実に 21 年を経た 1954 年型からである。機関部設計における負の遺産一つの解消にこれだけの時日が費やされたことになる。もっとも、それすら“トヨタ”の不作や“ニッサン”の無策よりはマシな歩みであった。無論、陸軍統制発動機を勝ち取って行く“いすゞ”ディーゼル機関のクランク軸は最初期から一貫して釣合錘付(フルバランサ)であった。

なお、通常、列型航空発動機のクランク軸に釣合錘が無いのは安く上げるためではなく、徹底した軽量化のためであり、かつ、航空発動機においては部品交換が頻繁で、自動車機関の如き主軸受メタルの耐久性など問題にもならないからである。

国産自動車用ガソリン機関のクランク軸については矢島英吉「54 年型いすゞDG32 型ガソリンエンジンに就いて」(『いすゞ技報』第 19 号、1954 年)、拙稿「戦前戦時のトヨタ貨物自動車用ガソリンエンジンについて(1),(2)」(『LEMA』No.468、470、2002, ’03 年)、同じくディーゼルのクランク軸については、いすゞディーゼル技術 50 年史編集委員会『いすゞディーゼル技術 50 年史』1987 年、63~67 頁、拙著『日本のディーゼル自動車』日本経済評論社 1988 年、226~237 頁、“いすゞ”用変速機のプアな設計については拙著『鉄道車輌工業と自動車工業』第６章 第２節、参照。

いう範疇の中においてさえ、これとは異次元に属するモデルが存在していた。第Ⅲ章 第１節で若干言及されたドイツ(プロイセン)国鉄や、同じく L.N.E.鉄道の前身会社における旧い実施例がそれである。以下、素性のヨリ明らかなプロイセン国鉄の初期３気筒機関車のクランク車軸から紹介を試みておこう。

出現順位とは逆の取り上げ方になるが、図 9-3 の左側、G_{12}は軸配置 1E、ボイラ蒸気圧 14atm、気筒 D×S＝570×660mm の３気筒貨物機で、その駆動方式は第３動軸集中駆動、動輪径1400mm、機関車単体運転整備重量93t、最大運転速度65km/hという機容であった。同型式は 1D1 の満鉄ミカニと似通ったサイズながら、低規格路線での運用が考慮されていたため、動軸数が１つ多いだけではなく、ボイラは細目で、火室も申し訳程度の広火室であったから、重量的にはミカニより 20%ほど小さく、運転速度も低かった。

図 9-3　プロイセン国鉄 G_{12}型及び $S_{10}2$ 型蒸気機関車の一体鍛造クランク車軸

G_{12}型：Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Band II *Tafelband*. Tafel 10 より作成。
$S_{10}2$ 型：*ditto*, Band I *Textband*. S.352, Abb.488 より。

G_{12}型：クランクピン寸法 250φ×170mm、ジャーナル 225φ×260mm、他の動軸はジャーナル 215φ、中央ストレート部 200φ。

$S_{10}2$ 型：同じくそれぞれ、230φ×140mm、220φ×250mm、他動軸、210φ×260mm、200mm。

この太目でやや間延びしたシンプル極まるクランク車軸には釣合錘は取付けられていない。つまり、この設計は低回転域での性能を重視し、バランシングを動輪の釣合錘に 100%任せ切った上、軸に働く振りモーメントや内部モーメントなどはそれ自身の太さとゆったりした曲げ角によって吸収させれば良いという実に横着な設計思想の具象化であった。

然しながら、如何なドイツとは言え、回転を上げて高性能化を図るべき圧力の作用下においてはかような横着設計はその馬脚を顕した筈である。

実際、右側の図に示される通り、1980mm 動輪を有する同時代の、実際には３年ほど先に投入された 2C 旅客機 $S_{10}2$(14 気圧、気筒 D×S＝500×600mm、動輪径 1980mm、機関車単体運転整備重量 81.24t、最大運転速度 110km/h)のクランク車軸は G_{12} のそれと同様の形状ながら、クランクピン部には 60φの孔を穿つ中空加工が施されていた。

また、1934年に２両試作され、同じく２両造られた２気筒版との比較テストに勝ち、1937年に追加８両の製造を見た勾配線区用 84 型３気筒 1E1 タンク機関車のクランク車軸は $S_{10}2$ 同様の仕様ながら、ピン部の孔径拡大とジャーナルにまでの中空加工により、不釣合重量軽減を含む更なる軽量化措置が講じられていた。これは最大運転速度が 70km/h から 80km/h に引き上げられた増備８両分における変更点であったのかも知れない。もっとも、同じ最大運転速度を有する G_{12} の後継機 44 型のクランク車軸においては、写真から判断する限り、個体別に中空加工の有無が在ったようである。

それにしても、ドイツという国は３気筒パシフィック急客機 0310 は元より、A4 Mallard に次ぐ200.4km/hの記録を樹立した試作３気筒高速機05にまでこの中空加工を施しただけの横着設計型クランク車軸を用い続けたのであるから、横着もここまで徹底すれば見上げたモノである[157]。

このクランク車軸の容貌は如何にも鍛流線の良好な繋がりを誇示するかの如くに見える。当時の設計者、Garbe は、$S10^1$ をはじめ、ドイツで幅を利かせていた同じ鍛造 → 削り出しの４気筒機関車用 90° クランク車軸(面倒な鍛造工程と凄まじい機械加工の手間！)と比較すれば、このテのクランク車軸は鍛造容易で製品の信頼性、寿命共に優れ、好まれていると伝えている。但し、ことこのクラスの機関車に限れば、ヨリ長命であったのは３気筒の $S_{10}2$ ではなく、複式４気筒の $S10^1$ 型であった。もっとも、その間、クランク車軸の更新ぐらいは有ったのかも知れぬが……(この４気筒機関車用クランク車軸の技術史については補遺を参照されたい)。

一方、イギリス、L.N.E.鉄道においても図 9-3 と類似の形状を有するクランク車軸が存在していた。遺憾ながら、機関車の型式は不明で、中空加工の採否、材料についても判然としない。ただ、先輪と集中駆動の主動輪である第１動輪との間延び具合から、その軸配置

---

[157] 84 型の中空加工クランク車軸については cf. Friedrich Wilhelm Eckhardt, *Die Konstruktion der Dampflokomotive und Ihre Berechnung*. Berrin, 1952(reprint, Stuttgart, 2009), S.38, *Bild* 15.

44 型のクランク車軸の写真としては cf. Walter Weikelt, Manfred Teufel, *Die Technologie der Ausbesserung der Dampflokomotiven*. 1962, (reprint, Stuttgart, 2005), S.96, Bild 46, S.99, Bild 50, S.100, Bild 52, Weisbord und Barkhoff, *Die Dampflokomotive–Technik und Funktion. Teil 2, Dampfmaschine, Fahrgestell und Triebwerk* (Eisenbahn Journal Archiv), 1994, S44. Bild 110~112, S.73, Bild 174.

A4 の 2032mm に対する 05 の 2300mm という動輪径が象徴するように、イギリスと比べれば、わが鉄道省が範と仰いだドイツの機関車設計には高回転に攻め込むという姿勢が欠けていたから、ドイツではかような横着設計が最後まで幅を利かせていたのである。この体質差を明快に示したのが英独蒸機の比出力比較を視覚化した高木『近代英国蒸機の系譜』11 頁の図 1.1 である。03^{10} 及び 05 のクランク車軸については cf. André Chapelon, translated by George W., Carpenter, *La Locomotive A Vapeur*. U.K. 2000, p.232, Fig.142, p.279, Fig.187.

は 2B ないし 2C、弁装置が３連ワルシャート(左側返りクランクが二段重ね構造を有し、外側が揺動軸を介して中央気筒用加減リンクを駆動)になっているにも拘らず、イギリス近代蒸気機関車にはあるまじく、ピストン尻棒が存在感を発揮している事実から、Webb 複式とまでは行かずとも、相当古い機関車をリビルドした型式と推定される[158]。

結局、既に見た Phillipson の記述などからも窺える通り、イギリスでも時代を遡るほどに、また中小形機種であれば尚更、かように間延びした設計の一体型クランク車軸は珍しくなかった、という理解に落ち着こう。

この極限からは程遠い設計には合理的開き直りが滲み出ている。C53 のような 1067mm ゲージの３気筒機関車のクランク車軸設計においてもドイツ流の大動輪･低回転主義とワンセットにしてこの点まで丸ごと真似しておれば良かったものを、島の知性はかくの如くは割切れず、部分釣合を疎かにして小賢しいバランシング法に拘泥した。ここに C53 におけるクランク車軸設計上、最大のミスが在った。

さて、C53 初期の一体鍛造クランク車軸の材質に関しては鍛鋼製であったことだけは確かであるが、材料の詳細については資料によって異なった記述が見られ、時には一見したところワケの判らない様相が醸し出されている。

例えば、機関車工学会『改訂増補 機関車の構造及理論』上巻(1937 年、交友社)、399 頁、同『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻(1941 年、交友社)、179 頁には一体型クランク車軸の材料について、「特殊鋼を用ひ然かも熱処理までも施して」あったが、最近の組立式においては加工容易な「良質の鍛鋼材(SF54)」に変更された、とあり、同『最新 機関車検修工学』(1940 年、交友社)、465 頁には Ni-Cr 鋼の用途として「此の鋼は C53 形式のクランクウェブ、ピストン棒、主連棒等機関車の部分品中強度が大で重量を軽減することを望む部分に広く応用せられて居る」と記されている、などといった具合である。

因みに、クランクウェブに、と特定するからには組立式クランクのハナシでなければならなくなる。これでは一体式クランク車軸に熱処理された「特殊鋼」が用いられていたこと位しか確かなこととしては言えないようである。

他方、西尾は「クランク軸」の材料について明確に“カーボンバナジウム鋼”と述べている(『三気筒機関車の研究』36、181 頁)。『鉄道技術発達史 V』の記述も「カーボンバナジウム鋼」(353 頁)と断定している。『C53 形機関車明細図』の記述(221 頁)も同じである。

多賀は 1928 年６月の『機械学会誌』(第 31 巻 第 134 号)掲載の論文、「新形三気筒急行機関車に就て」の中で「主動軸はクランク軸でカーボンバナヂーウム鋼製である」、「最初一体に作ったが材質が一様にならないので組立式とした」などと述べている。これを素直に読めば材料は炭素-V 鋼で一貫しており、製造方案のみに変更があったと受け取れる。

---

[158] cf. A.,M.,Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation.* 1st. ed. London, 1935. Vol.I, p.79, Fig.18. 但し、5th. ed. (1950)でも図は同じであるが、キャプションは異なり、L.N.E.鉄道の……、とは記されていない。従って初版のキャプション自体が誤りであった可能性は排除し切れない。

然しながら、二代将軍 朝倉希一は、これまた明確に、クランク車軸材質が当初、Ni-Cr鋼であったと言い遺している(「汽車の今昔」連載第10回『鉄道ファン』Vol.19 No.222、1979年10月)。それに止まらず、朝倉はこの鋼種は粘りが強く軸受メタルとのなじみが悪いため、メタル焼けを招き易かったため材質変更を行ったのだ、とまで述べている。

筆者としては朝倉ほどの地位にあった人がここまで語っているのであるから、最初期＝Ni-Cr鋼説を可としたい。だとすれば、“カーボンバナジウム鋼”を用いた一体型クランク車軸も一時期、試みられたが、間もなくこれは同じ炭素-V鋼製の組立式に移行した、というのが最も無理のないストーリーであろう。

ところで、最初期＝Ni-Cr鋼説を採るにしても、その傍証となった朝倉のメタル焼け云々についての説明自体はどう見ても頂けない。切削加工における被削材の靭性を問題にしているワケでもあるまいに、材料の粘り、靭性と軸受メタルの帯熱とを関係付けるのは土台、無理である。現に、Ni鋼、Ni-Cr-Mo鋼と並んでNi-Cr鋼製鍛造クランク軸は航空発動機をはじめ、高速･高性能の内燃機関に散々実用されていたし、Niを含む鋳造クランク軸もFordなどによって量産されていた[159]。

Ni-Cr鋼とメタル焼けとの因果連関に関して真に問題となるのは ―― クランク車軸の本質的設計不良の問題は措くとすれば ―― CookによるA4改造工事に関連して述べたNi-Cr鋼の低い熱伝導率である。

現物の場合、これに軸そのものの設計不良から来る動的剛性の不足に起因するクランク軸の変形、即ち軸の曲り、振れ、アームの曲りが加わっていたであろう。無論、それらを幾分なりとも埋め合わせるべきは潤滑上の手当てにあった。しかし、C53においては頼みとされるべき潤滑も著しい役不足をかこっており、それが軸受負荷を一層加重していた。この潤滑問題については別途述べる。

Ni-Cr鋼は朝倉に依ってとんだ濡れ衣を着せられた恰好であるが、また、炭素-V鋼も後の国鉄史観伝道師によって同じくスケープ･ゴートにされているのであるが、そもそも、と言うことは釣合錘をウェブに後付けし、部分釣合を取らずにおいた愚策を措くとしても、また鋼種の如何に拘らず、狭軌の制約の下でかような一体型クランク車軸を巧く造るには舶用中大形ディーゼル機関のクランク軸鍛造に用いられているRR鍛造(第2次大戦中、フランスで実用化、戦後、神戸製鋼所が導入)のような生産技術が不可欠である。

かような鍛造技術を借用出来ぬ限り、1067mm軌間の3気筒機関車に用いられるべきクランク車軸や1435mm軌間の4気筒蒸気機関車用の90°クランク車軸を安価かつ高品質な一体鍛造品として調達することなど所詮、無理なハナシである。ドイツやイギリスの上記“横着設計”例は限界から程遠い設計性能という背景の下なればこそ有り得た選択である。鉄道省の技術者たちが“横着設計”に頼りもせず、当時の生産技術、1067mmゲージの制

---

[159] 例えば、高瀬孝次･石田四郎『発動機用材料』内燃機関工学講座 第6巻、共立社、1935年、48~54頁、参照。

約の下で、あのような一体式クランク車軸を構想したこと自体、ハナから間違いなのである[160]。

それにしても、鉄道省の技術陣は上から下まで Ni-Cr 鋼や炭素-V 鋼など、特殊鋼が嫌いであった。それは故無きことではなかった。特殊鋼は扱いが難しいからであり、鉄道の検修職場においては現場での修理作業が単なる部品交換に留まらず、火造り、機械加工から熱処理にまで及ぶ相当広範な工作全般を包摂していただけに尚更であった。

例えば、特殊鋼の採用という点において G.N.鉄道の K3 に相当する役回りを演じた D50 に関して、3~4%Ni-0.25~0.75%Cr 鋼の特性とその取扱いに関する失敗例および対策が次のように紹介されている。

> 本(Ni-Cr)鋼は必ず 800~850℃位で焼入れて之を 550~650℃で焼戻して使用するのが普通である。此の焼戻しのときに他の鋼では焼戻温度から徐冷するのが望しいのであるが、ニツケルクローム鋼では焼戻脆性と称し 560℃以下の温度で徐冷すると衝撃値が著しく低下する。之がためニツケルクローム鋼では焼戻の際には 560℃に達すると油又は水中に急冷して此の焼戻脆性を予防するのである。此の特性は一般の炭素鋼に見られない性質であるためよく失敗を招くことがある。一例を述べると嘗て D50 形式機関車が新製されて間もない頃或る機関区で六検を施行した機関車のピストン棒コツタが新疵で折損して運転事故を発生した。依って種々調査した處此のピストンコツタがニツケルクローム鋼であったのにコツタの打込代を作る為、鍛冶場に於て幅拡げ加工をした。当事者は急冷さへしなければよいと考へたのであろうが、豈図らんや此の特殊鋼は前述の様に焼戻し脆性と称する特性を有するため、遂に斯様な事故を生じたのであった。特殊鋼に対しては機関区に対して熱処理を禁止して居るが、それは斯うした特殊な性質を有するためである(『最新 機関車検修工学』464 頁、この後に Ni-Cr 鋼が C53 のクランクウェブ、ピストン棒、主連棒等に用いられている、という最初期、と思しき状況に関する記述が続く)。

ピストン棒コッタとはピストン棒とクロスヘッドとを固定する楔である。D50 においては当初、ピストン棒コッタだけではなく、ピストン棒、主連棒にも Ni-Cr 鋼が採用されているが、この Ni-Cr 鋼製主連棒にもトラブルが頻発した。それは正史にも、「D50 形のニツ

---

160 上述したイギリスにおける設計基準を想起されたい。

RR 鍛造とはクランク軸粗形材である丸棒鋼を赤熱し、隣接するジャーナルとなる部分 A、B、クランクピンとなるその中間部 C の 3 点でこれを鷲掴みにし、A と B を強く寄せながら C を牽き出して 1 スローを形成し、順次これを繰り返して行く工法で、鍛流線を断ち切ること無しに材料を厳しく変形させることが可能である。RR 鍛造の概要については補遺で取り上げられるが、差し当たり、五弓勇雄編著『金属塑性加工の進歩』コロナ社、1978 年、63、105 頁、RR 鍛造粗形材の自由鍛造粗形材に対する疲労強度上の優位性については西原守・安文在・福井義典「大形 R.R.鍛造クランク軸の疲労強さ」(『内燃機関』Vol.9 No.92 1970)参照。

ケルクロム鋼製主連棒は使用数年を経ないのに折損するものが頻々として出た」(『鉄道技術発達史 V』353 頁)と記されているほどの状況であった。

このため、1927 年 5 月には材料を普通鋼 SF54 に切換える暫定方針が決定されたが、住友製鋼所における研究結果を元に、同 6 月以降、0.45~0.55%C- >0.18%V 鋼への材質再変更が決定され、7 月からはピストン棒もこの材料に改める方針が定められた。

しかし、この鋼種の主連棒においても相変わらず事故は頻発した。炭素-V 鋼で製造されるようになった D50 主連棒のトラブルについて今村は、

> この形式の主連棒には始め、バナジューム鋼が使用せられていたが、細端の折損または疵の発生が続出し、昭和元年 1 カ年間に神鉄、門鉄(広鉄)の配置両数計 48 両中折損事故を起したこと 6 回(6 本)、疵の発生したモノ 5 本という驚くべき数字を示した(今村『機関車と共に』133 頁)。

と証言している。

そうした使用実績に鑑み、1939 年からは D50(及びこれに続いた C53)の当該部品は取換えの際、SF54 製の物に交換すべきことが決定された[161]。

要するに、Ni-Cr 鋼時代は手探り段階での試行に過ぎず、量産品は炭素-V 鋼でスタートし、その後、普通鋼への材質変更がなされた、ということになる。この最後の部分だけは Gresley パシフィックと同様であり、かつ、これに先行した格好になっている。もっとも、その動機は全く異なっていた。

それでも、改良への意欲が完全に霧散してしまったワケではなく、C57、C59、C62 の戦後製造分と 1948 年に投入された E10 のピストン棒には 0.80~1.20%Mn-0.80~1.20%Cr 鋼の採用を見るに至っている。しかし、1949 年 7 月には C59179 において盛金加修後の熱処理不良により、あたかも D50 初期における如きピストン棒折損事故を再現させている。鉄道省にとって特殊鋼は鬼門そのものであった[162]。

言わずもがなかも知れぬが、これより先、1936 年に誕生した近代化版 D50、即ち D51 のロッド類は普通鋼 SF54 に改められていた。D51 が鉄道省における検修技術の蓄積を活かす普通鋼の塊へと変じたのはある意味において立派な環境適応であり進化であった。かような意味においても、C53 は、D50 と共に、鉄道省蒸気機関車史上において異端の存在に終わるしかない存在であったと言える。

それでも、歴史認識における公平性を担保するため、筆者としては特殊鋼導入に対する姿勢云々に関するアメリカ産業界における歴史的挿話を対照例として引用しておかねばな

---

161 主連棒に対する言及ばかりであるが、当初、Ni-Cr 鋼は D50 の連接棒にも用いられていたようである。鋼種への明確な言及は無いが、改造前後における D50 連接棒のトラブルについては本山邦久『見たまゝ聴いたまゝ』交友社、1938 年、120~121 頁、参照。

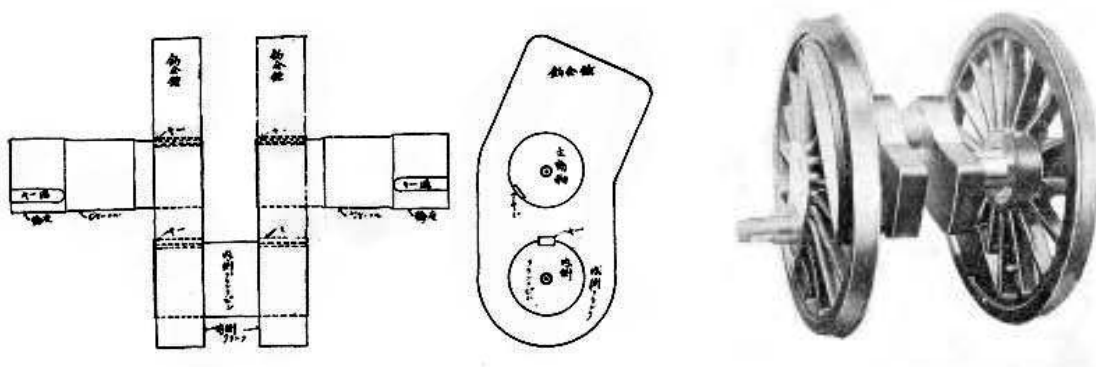
162 『鉄道技術発達史 V』352~355 頁、参照。川上『私の蒸気機関車史』下巻、320 頁にもこの問題に係わる記述が見られ、松原前掲『蒸気機関車とともに』135~136 頁に 1935 年頃、D50160 の主連棒小端ストラップ部の裂損事故についての証言が見出される。但し、後者の場合、材質に関するコメントは無い。

らない。

　ある著者は 1911 年頃を回顧して書いた本の中で、当時の自動車業界が合金鋼を使用することに無関心であったことに驚いている。それによると、彼らは鋼で作ったある部品が破損すると、簡単によりねばいチャコール･アイアン(錬鉄)で作ることに変更した。そして次にそれが曲がると、今度は直ぐ設計を変えて形を大きくしたと言う。しかしこういう状態も初期の頃の話で長くは続かなかった。当初の自動車メーカー、製鋼業者、継目無鋼管業者はその製造プロセスの創始者であったが、彼らは試行錯誤の流儀で教育された人々で本当の意味での技術者ではなかった。間もなく次の年代の人達が入って来て情勢は変った。彼らの中には訓練された技能工、化学者や機械･冶金の技術者などが多かった。ユーザー側では一定の条件の下で試験を行って、自分達が何を求めているか、また将来どうしたいのかをはっきりさせた。一方メーカー側では工場の中でどうしたら彼らの要望を満たし得るかを研究した。こうして研究方針を種々の特定された使用条件に合致する特殊鋼の開発を目標に取る風潮が始まり、それが今日まで続いている。鋼管メーカーも他の鋼材のメーカー同様この方針に忠実なメーカーが一番繁栄することになった(J.,P., Boore･今井宏訳前掲『シームレス物語 ――米国の継目無鋼管産業発展の歴史――』101 頁)。

　遺憾ながら、引用しておいて Boore の言う「ある著者」が誰であるのかについては追跡不能であったことをお詫びせざるを得ないが、長い目で見るなら、“特殊鋼嫌い”はどのような言い訳がなされるにせよ、技術体系の未成熟性の証左以外の何モノでもない、ということである。

　閑話休題。問題の C53 のクランク車軸に立ち戻れば、それはやがて成るべくして組立式へと変更された。かくすれば造り易い上に、カウンタウェイトもウェブと一体化させることが容易となる。しかし、島は図 9-4 に示されるように、素直にそうはしなかった。何故そのようにしなかったかについては既に述べておいた通りである。

図 9-4　C53 の組立クランク車軸(改造後)

図は西尾前掲書、38 頁、第 13 図、写真は『最新 機関車名称辞典』186 頁、第 153 図より。

図に関しては有原『最新版 最新機関車工学』370 頁、第 222 図、梅津･茂泉『近代 蒸気機関車工学』320 頁、第 203 図、C もほぼ同じ。『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』45 頁、鉄道史資料保存会『C53 形機関車明細図』222 頁にも同様の図が収録されている。クランクピンの寸法は 230φ×170mm。但し、フィレット部には 20mm とかなり大きな隅肉 R が取られており、有効幅は一体型と変わりなかったと想われる。ジャーナルは 220φ×215mm、くびれ部は 205φ×60、70R、ウェブ厚 150mm。

なお、1928 年６月という早い時点に現れた多賀の前掲『機械学会誌』掲載論文の第八図は C53 の走り装置主要部を示す側面図であったが、そこに描かれているクランク車軸は手回し良く、この組立式となっていた。これは一体式クランクが最初期、僅かに試作程度に造られただけであることを窺わせる事実と言って良かろう。表 9-2、参照。

そこで、組立式クランク車軸の材料は……となるのだが、そしてその鋼種についても機関車工学会は全て「良質の鍛鋼材(SF54)」である、と述べたり、Ni-Cr 鋼が使われている、と述べたりしていたワケであるが、こちらの方は誠に明確にその材料を特定することが可能である。それは、国鉄 SL 図面集編集委員会編『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』45 頁「第二動軸(組立形)」の付表にジャーナル、ウェブ、ピンの全てについて(かなり判読し辛いが)「カーボンヴァナジューム鋼」と記されているからである。恐らく、材料の変更は為されておらず、これのみが正解なのであろう[163]。

繰返すまでもなく、この組立式クランク車軸は釣合錘を直近、即ちクランクアームの延長部に配し、遠心力を無理なく、即ち曲げモーメント(内部モーメント)によるクランク軸の曲りおよび軸受へのこじりの発生を可及的に回避しつつバランスさせることが容易な製造方案である。そのような合理性を有する設計変更が行われることなく終わった点についても、その背景に在った意図についても、ここでは繰り返さない。

ともかく、それかあらぬかこの組立式クランク車軸においては亀裂の発生頻度がかなり高かった(表 9-2)。

表 9-2　C53 のクランク車軸ウェブにおける亀裂発生状況(1932 年６月、運転局運転課調)

局	C53 型配置両数			ウェブ亀裂		亀裂箇所内訳				亀裂割合(%)						
	組立 (A)	一体 (B)	計 (C)	両数 (D)	個数 (E)	左側 内 (F)	左側 外 (G)	右側 内 (H)	右側 外 (I)	D/C	D/A	E/2A	F/2A	G/2A	H/2A	I/2A

163　同じ表にキーの材料として FG54 なる記号が記されている。この記号は他の箇所、例えば勝山前掲『最新 機関車技術問答三百題』6～8、10 頁などにも見受けられるが、木下武之助編『便覧　1929』鉄道時報局、1928 年、83 頁に「大正８年２月達第 111 号車輛部分品工作用標準鐵材ノ規格ノ半硬鋼品ニ相当スル」ものとあり、合せて日本標準規格鍛鋼品第五種と規定されていから、後年 SF54 と呼ばれたものと同一であろう。

東京	3	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
名古屋	34	2	36	10	13	9	(4)	3	(2)1	27.8	29.4	19.1	13.2	5.9	4.4	4.4
大阪	33	4	37	10	12	10	0	2	0	27.1	30.3	18.2	15.1	0	3.0	0
門司	21	0	21	13	15	12	(3)1*	2	0	61.8	61.8	35.7	28.6	9.5	4.7	0
計	91	6	97	33	40	31	(7)1	7	(2)1	34.0	36.3	22.0	17.0	4.4	3.8	1.6

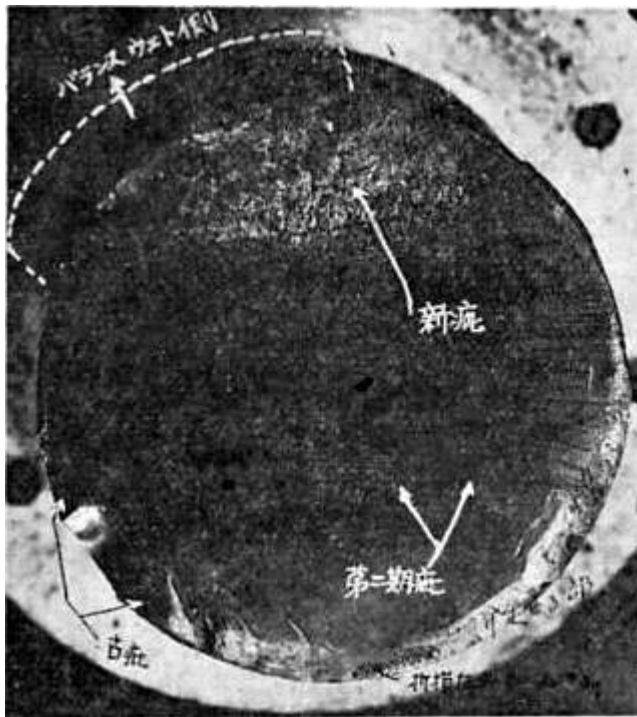
勝山前掲『最新 機関車技術問答三百題』123 頁より。

＊原表記は「3(1)」であるが、このように改めないとツジツマが合わない。この表記自体は“左側ウェブの外側に同内側と対称の位置にある亀裂が３本見出され、他に単独の亀裂が１本観察される”との謂いである。

なお、１年後の機関車配置表と突き合せれば、東京鉄道局の３両は沼津機関庫の C53 81、82、84、名古屋の 34 両は浜松の 7~12、34、35、55~57、67、68、92、93、名古屋の３、４、５、13、36、37、71~75、85~87、米原の１、２、６、54、69、70、91、大阪鉄道局の 33 両は梅小路の 30~33、40~45、64~66、88、明石の 14~20、23、28、83、糸崎の 29、46~48、58~63、門司の 21 両は下関の 21、22、24~27、38、39、49~53、76~80、90、94、97 であったと見て間違いなかろう。川上『私の蒸気機関車史』下巻、308~309 頁、表 21-2-A、21-2-B、参照。

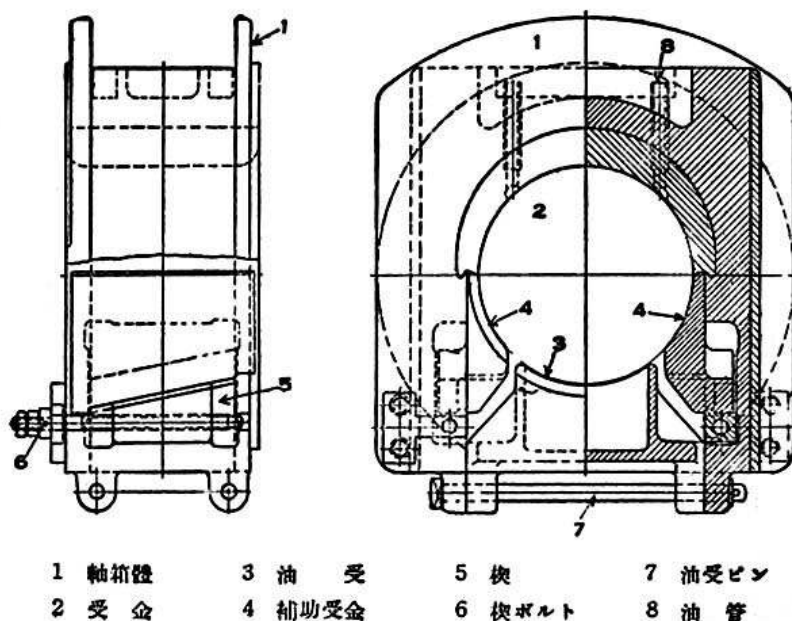
ご覧のように、組立式クランク車軸の方が一体式のそれより高い亀裂発生頻度を示しており(総 $^{D}/_{A}$ > 総 $^{D}/_{C}$)、かつ、左側、それも内側に多数の亀裂発生が認められた。これは設計上、３つのクランク位相差の内、中央クランクと右側クランクとのそれが 127° 30′ と、最も大きな(180° －中央気筒傾斜角に近い)値となっているため、右・中クランクピンに作用する蒸気圧のピーク発生点が近く、それらが協調してクランク軸を曲げる大きなモーメントを生じ、この時にウェブの支点をなすクランク軸左側ジャーナルをこじる大きな力が働いたためと考えられる。

かような亀裂も、その程度が軽微である限り、“経過観察”措置に回しておけば良いのであるが、C53 のウィークポイント、左側ジャーナルのフィレット部に関しては、この水準に止まることなく、現に折損事故が発生している。個体は浜松機関庫の C53 57 である(図 9-5)。

図 9-5　C5357 における組立式クランク車軸の折損事例(左側ジャーナル)

機関車工学会『最新 機関車検修工学』485 頁、第 365 図。

これらのデータを前に、「そもそも、クランク車軸の亀裂発生や折損事故など洋の東西を問わず珍しくない」と突き放すことも難しくはなかろう。しかし、島がこれらの数字や破断面を見て後悔の一つもしなかったのか否か位は誰かに聞いておいて欲しかったところではある。

C53 の主動軸軸箱は当初、図 9-6 に示されるような構造をなしていた。“補助受金”はC52 のそれとは全く異なり、楔を用いて横から調整する設計に変更されていた。

図 9-6　C53 の主動軸軸箱

機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、212 頁、第 144 図。勝山前掲『最新 機関車技術問答三百題』146 頁、第七十図も同じ。

但し、文献には「此の補助受金は調整を誤ると直ちに軸箱の発熱を招来し、而も大した効果も認められないので最近は此の装置を取り外した向きが多い」(『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、213 頁)ともあるから、事実上、厄介者に他ならず、結局、廃止されたようである。本図はその「在りし日の姿」を偲ぶ縁（よすが）となる[164]。

さて、C53 における潤滑問題の要衝たる“中ビク”潤滑であるが、ここで強調しておきたいのは、そもそも潤滑の不具合は C53 に限らず、鉄道省の蒸気機関車に共通する弱点であった、という事実である。

鉄道省の過熱式蒸気機関車における給油は給油ポンプ(一種のプランジャー・ポンプ)による気筒、蒸気室への自動圧送、機関助士が操作する見送給油器(“sight feed lubricator”：蒸気圧で油ジェットを送り出す装置)による圧縮機、給水ポンプ等への送油、技工による手差し、の３つに大別された。

鉄道省の蒸気機関車において、油ポンプは加減リンクに取付けられたアームにより駆動された。２気筒機関車には左右に一対、これを備えていたが、C53 においては中央気筒用に更に１個が装備されていた。

給油ポンプによる気筒への自動給油は 1000km 当り給油量にして 8620 で 5.6~6.0ℓ、9600 及び C51 で 7.0~8.0ℓ、D50 においては 8.0~9.0ℓが標準とされていた。これに対して３気

164 鉄道史資料保存会によって刊行された C53 の明細図からも“補助受金”の設置状況を窺い知ることは出来ない。当該部分は改造(撤去)後の図面のリプリントであるためと推測される。

筒であるだけに C53 は流石に油を食い、10.0~11.0ℓを必要とした[165]。

見送給油器(図 9-7)とは蒸気圧を利用して主気筒の蒸気室、気筒ならびに空気圧縮機と給水

---

165 満鉄では気筒給油にも飽和蒸気時代の国鉄蒸気機関車並に見送給油器が使用され続けていた。流石に“あじあ”の牽機パシナや最終世代のパシハにおいては見送給油器と Bosch 油ポンプとの併用体制が構築されており、両者の間に位置するダブサにおいては Bosch 油ポンプ･オンリー方式も試みられてはいたが、以上は例外で、新旧の C、D 型機からミカシ、マテイ等、比較的新しい D 型機まで、気筒給油は見送給油器のみであった。だから直ちに劣っていたというワケではないが、大して自慢に値するほどの技術でなかったことも確かである。Bosch 油ポンプの使用例については市原･小熊･永田･安養寺前掲『南満州鉄道　鉄道の発展と蒸気機関車』189、193、195 頁、参照(但し 195 頁の「軟グリース用ボッシュ式 TP4 形」との記述は誤りで、このポンプは油用)。

見送給油器による気筒給油への御執心は輸入時代の米国蒸気機関車の設計を墨守した惰性的行為である反面、油脂類がアメリカからの輸入品で良質なればこそなし得た芸当でもあったろう。しかし、大局的に見れば、かような設計は不合理の極みである。

なお、1943 年 2 月の“あじあ”運行休止は米国製気筒油の備蓄払底がその直接の要因であり、満鉄では大豆油の混入試験まで実施されたが、過熱蒸気に植物油と来ればその炭化は不可避で、当然ながら不首尾に終わっている。この点については熊谷『SL への挽歌』235~242 頁、武田篤朗『ある SL 労働者の旅路 八十年かけあるき』私家版、1997 年、47、57~58 頁、参照。過熱蒸気の使用と気筒潤滑油の発展との一般的関連については拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』21~22 頁、参照。

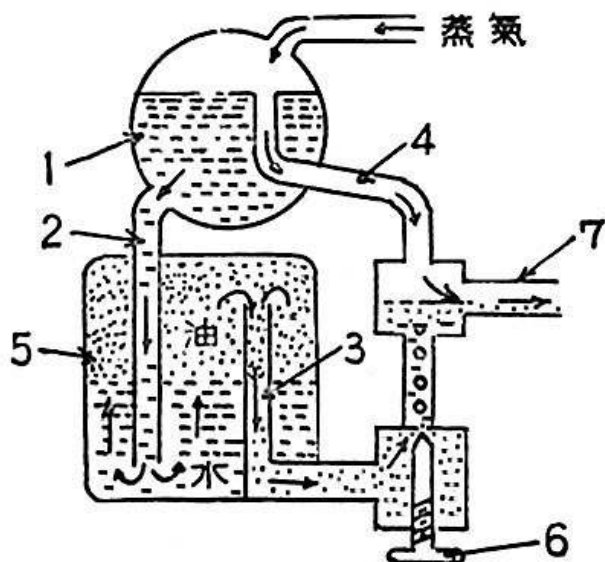
そもそも、上述の通り、蒸気、とりわけ飽和蒸気には水滴が含まれるため多少の自己潤滑性が備わっている。これに対して過熱蒸気は乾き度が高く自己潤滑性に乏しい。温度が相対的に高いのと自己潤滑性の欠如故に過熱式機関車の気筒油にはヨリ引火点と高温粘度の高い潤滑油が用いられるべきところであるが、本山邦久に拠れば鉄道省では漸く 1925 ないし'27 年頃から気筒油として過熱油が用いられるようになるというテイタラクであった。それ以前は過熱式機関車においても引火点 230℃程度の飽和用気筒油が用いられていた。鉄道省の過熱蒸気用気筒油の仕様は引火点 290℃であった。もっとも、油種を替えてもそれ程顕著な効能は現れなかったようである。

然しながら、内燃機関の発達と共に蒸気機関車用に高規格の気筒油を回すことが世界的に難しくなり、1910 年頃のドイツで先鞭がつけられた乳化法＝気筒油に水と薬品、石灰水等を混ぜて乳化させ、“水増し”する油脂倹約法が欧米一般でも鉄道省でも復活した。

この外、気筒油への植物油、獣脂等の添加といった節約策も広く行われたが、鉄道省においては主連棒太端に鉱油に種油を添加した混成油が試みられたのみで、気筒油としての混成油の使用は実施されなかった(『機関車用 弁及弁装置　1931 年増補改版』36、353、355~364、370~371 頁、参照)。

満鉄における気筒油としての植物系混成油試用はかなり例外的な策で、乳化法等に対する研究能力の欠如の証左と見られる。鉄道省でも結局不首尾に終わった乳化油導入の顛末については今村一郎『機関車と共に』ヘッドライト社、1962 年、174~177 頁、参照。

ポンプの蒸気気筒に水混じりの油を供給する装置である。

図 9-7　見送給油器の作用原理

梅津·茂泉『近代 蒸気機関車工学』419 頁、第 254 図を若干修正。

油溜[5]の上部にある給油口栓を開き、[5]内に加温した適量の油を注いだ後、給油口栓を閉じる。復水室[1]上部の蒸気弁を開いてここに蒸気を導けば、その一部は復水して[1]内部に溜り、一部は釣合管[4]を経て直下の“見送ガラス”(ガラス管)に到り、その内部にて凝結、滞留する。[1]に十分、水が溜った後、水管[2]の途中にある水弁を開けば、[1]内部の水は[2]を経て油溜[5]へと落込む。[5]の内部では比重差により下方に水、上方に油が溜る。この状態で加減弁[6]を適度に開けば、[5]内部(上層部)の油は油管[3]から押出され、[6]で計量された上、ノズルより押し出され、直径８φほどの油滴の形で“見送ガラス”内の水中を一滴ずつ浮力によって上昇し、最後には蒸気流に導かれて送油管[7]へと送られる。蒸気圧は[2]と[4]を通じて[5]と“見送ガラス”部に均等に働くが、[5]には[1]の水位に起因する圧力が余分に作用しているので油は[3]から[6]へと一方向にのみ押し出される。

本図はアメリカ、Nathan Manufacturing Co.のナザン式見送給油器を模式化したものである。見送給油機の代表的型式としては他に Detroit Lubricator Co.のデトロイト式と呼ばれるものがメジャーであり、鉄道省ではこれをベースとした“省基本形”が開発されている。

技工による手差し給油は軸箱やロッド回りに対して行われた。この内、軸箱について見れば、１軸 1000km 当り、先輪では 0.10ℓ、動輪では 0.10ℓ、従輪 0.05ℓがほぼ形式の別なく標準値として指定されていたが、C51、C53 の動軸軸箱のみは 0.15ℓと大目であった。ロッド類、クランクピン関して、遺憾ながら、C53 についてのデータだけが見当たらない[166]。

166 機関車工学会『最新 機関車検修工学』408~413 頁、参照。

最も問題が多かったのは機関助士によってなされる手差し給油であった。本来、手差し給油については各所に点在する油壺への検修員＝技工による作業を主体とするが、このような部位に限って頻繁に潤滑不良に陥りがちであった。それを尻拭いさせられたのが機関助士たち、というワケである。この点に関し、機関車工学会は次のように述べている。

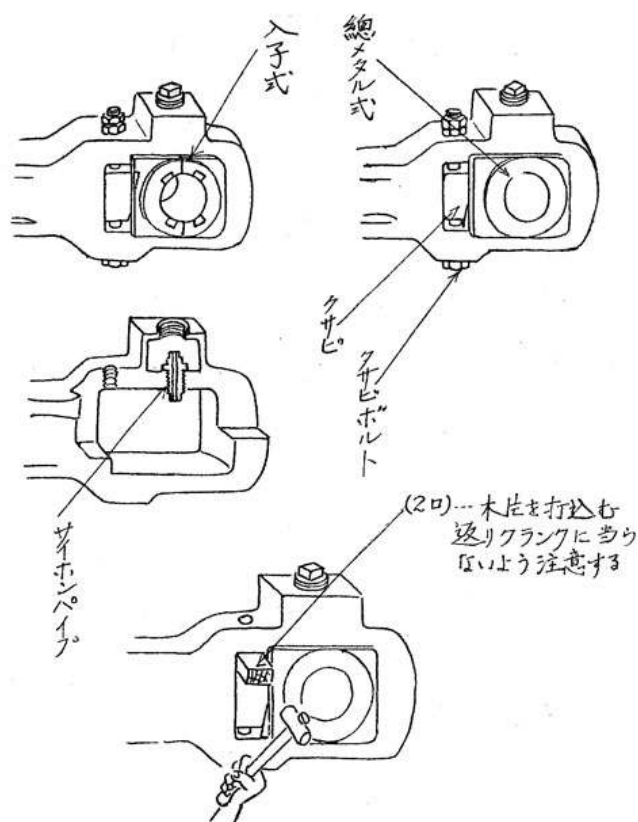
> 機関車の給油は機関車検査掛に於て担当することが原則とされ、給油耐久粁を増して給油作業を合理化するやうに機関車を改造適応させるならば乗務員が給油することは全然必要のない事である。殊に乗務員は其の機関車に対する潤滑部分の趨勢を知らないのであるから、与へられた油は其の必要であると否とに拘らず其の全部を無為に消費する結果となる事が多く、甚だ不経済である。
>
> 乗務員に多くの油を持たせて給油させることは給油に対して自信のないこと即ち研究の足りないことを現はして居るものである。
>
> 然し乍ら現在構造上より給油耐久粁の甚だしく制限されて居る個所、例へば加減リンク滑子の如き、又冬季油の滴下困難となる主連棒細端の如き個所に対しては、折返駅又は乗継駅等に於て給油の必要を生ずるのであつて、之等に対し往復 250~400 粁程度の機関車仕業に対し 0.2 立程度の油を搭載して乗務員に給油せしめることは必要である。
>
> 尚 500 粁以上の長距離乗継運転となる場合には自ら状況が異り、毎日給油及隔日給油箇所程度を乗務員に於て行う必要が生ずるであらう。
>
> 要するに乗務員の給油は之を最小限度に止めることが理想であつて、出来得べくば全然之を廃止すべきである(『最新 機関車検修工学』420~421 頁)。

では、一体どのような措置が具体的に講じられていたのであろうか？ 煩瑣に過ぎぬよう、ロッド、弁装置回りに絞ってその一部を紹介してみよう(車両実務研究会『機関車故障五分間手当』交通研究会、1951 年、50~55、76~79 頁、参照)。

主連棒太端の軸受帯熱や軸受部不具合による打音発生は C53 に限らず、蒸気機関車の持病の最たるものであった。帯熱に対しては補油しか手立ては無く、通綿の細径化ないしニードル弁の抜取りを施し、追加給油して様子見運転を行うこととされた。また、温度が 70℃程度になると、マシン油より高粘度の気筒油を混合給油すべしとも指示されていた。何れの場合においてもカットオフを伸ばし、加減弁を絞ってトルク変動を抑えた運転法が求められたのは言うまでも無い。

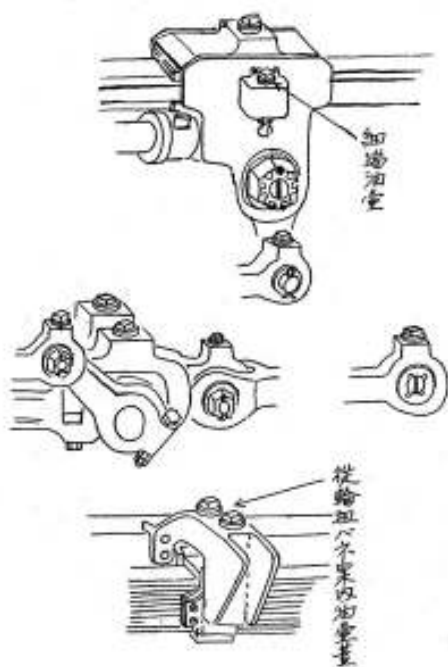
なお、軸受メタルには青銅製カラーにホワイトメタルを鋳込んだ旧型と D51 等に用いられた総ホワイトメタルとの２種類があり、後者においては潤滑不良等によってメタルが焼損すれば直ちに軸受隙間増大→打音発生が招かれた。

打音発生のいまひとつの要因は軸受楔ボルトの折損による締付不良ないし不能であった。完全に締付不能となった場合には軸受楔の上部に木片を打込むよう指示されていた(図 9-8)。

図 9-8 主連棒太端の不具合に対する応急処置

車両実務研究会『機関車故障五分間手当』交通研究会、1951年、50頁、より。

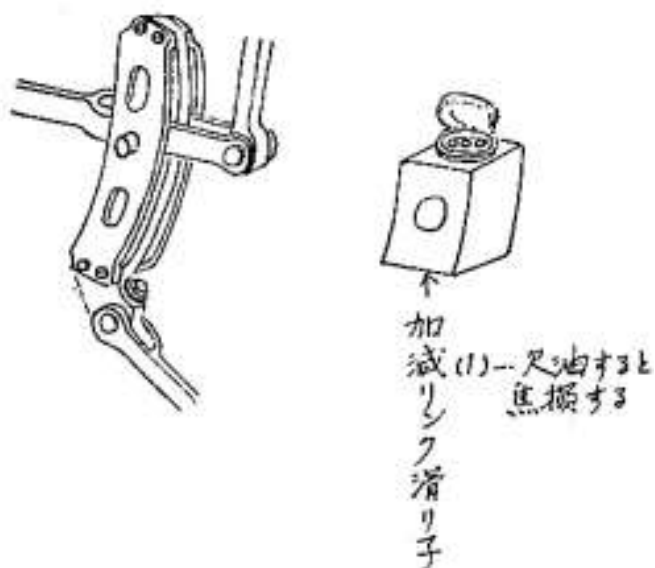
主連棒細端の不具合についても同様であったが、応急措置としては追加給油と騙し騙しの運転のみが可能であった。

この他、棒類及びクロスヘッドにおける油壷蓋落失が頻繁に発生した。これに対しては緊要度の低い部位からその油壷蓋を取外して“かけ油”を施した後、この油壷蓋を落失箇所に充当する弥縫策が採られた。勿論、この“かけ油”は停止の度に繰り返されねばならなかった(図9-9)。

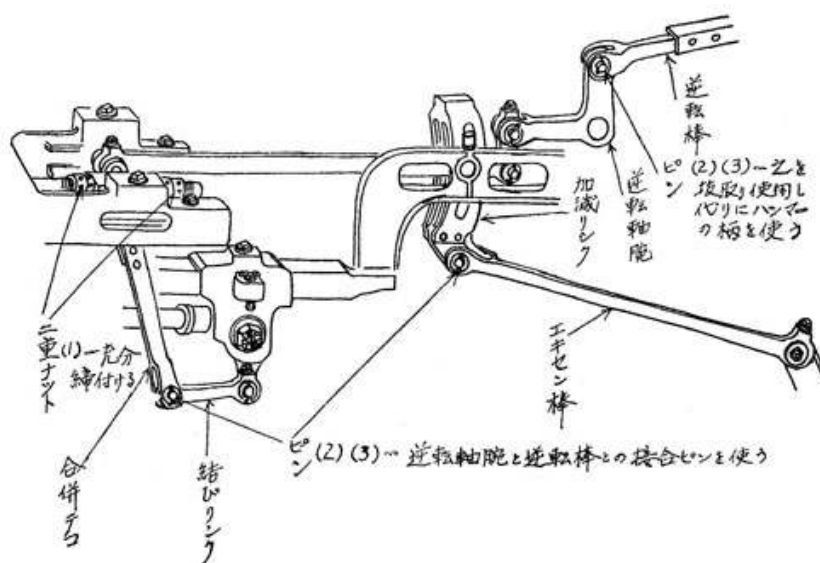
図9-9　クロスヘッド及び棒類の油壷蓋

同上書、54 頁、より。

細端油壷とあるのは、「ここには描かれていない主連棒細端油壺を当該部位に代用品として宛がう」の謂い。従輪担バネ案内油壷蓋とあるのは「これを外して用いよ」との謂い。

弁装置では加減リンク滑子の焼損という事態が頻発した。これを放置すればやがては逆転機操作不能に陥ることとなる。しかし、これに対しては停車の度の給油しか対処法は無かった(図 9-10)。

図 9-10　加減リンクと同滑子

同上書、78 頁、より。

弁装置においては又、締付ナットの弛みやピンの落失が多発した。前者に対しては点検と増し締めの繰返ししか方途は無かった。ナットが外れ、接合ピンまで失われた場合には作動速度の低い逆転棒と逆転軸腕との接合部のピンを取外し、携行しているハンマーの柄を間に合わせとして該部に突込み、取外された接合ピンを落失箇所に充当するといった離れ業(?)が演じられたりした(図 9-11)。

図 9-11 弁装置の接合ピン回りに関する不具合と対策

同上書、76 頁、より。

これを要するに、乗務員による給油は本来不要とされるべき行為であったが、それを可能にするグリース潤滑のころがり軸受や加減リンク･滑子を廃したベイカー式弁装置の採用といった技術的改善策が鉄道省においてはほとんど、ないし全く講じられなかった以上、乗務員による尻拭いは絶対に不可欠な業務であった[167]。

乗務員によるこの種の尻拭いが常習化していただけではない。C51 による特急牽引仕業においては走行中、若い検査要員１~２名を台枠内に忍ばせ、動軸軸箱に人力給油させる、などという特攻隊まがいの給油が常套化していた。名古屋機関区の元機関士、伊藤健一曰く、

> その日、臨時“つばめ”号のけん引機 C51 形に乗務して定時、名古屋駅を発車。しかし、どうも油の焼けるにおいがする。だが、戦前の特急列車である。止めることはめったにできない。熱田駅を通過する時に、紙に故障を書いて駅長へ渡した。さっそく駅長から機関区へ電話が入り、後続の列車で検査掛と技工が来てくれることとなった。だまし、だまし沼津まで走ったが、とても帰りの列車仕業は無理だった。
>
> 後続列車で来た検査掛と技工が、さっそくタービン発電機から電気をとり、台枠中に電球を付け、走行給油をできるようにした。
>
> 帰りの臨時“つばめ”では技工が台枠の中に入り、ブレーキロッドの上に足をかけ、車軸に給油する方法が採られた。危険きわまりないこの作業は、人命よりも定時運転が優先させられた戦前のあの時代だからできたのであろう。左右の 1750mm の大動輪が轟音を立てて回る中、両足をブレーキロッドの上にのせ、名古屋まで走るのである。全身油でまっ黒になって、給油を続ける M 君には、まったく頭の下がる思いだった。
>
> 駅通過の時は、電球を消すことも打ち合わせた。それは、駅長がその光を見て軸焼けと判断し、停止手配をとると、特急列車の途中停車＝事故ということになるので、それを乗務員はもっともいやがったためである。それと機関区の名誉がかかっていた。今ではとうてい考えられない人命軽視の時代の話しである(「３シリンダ機のドラフト音も高らかな時代」『鉄道ファン』Vol.29 No.342,1989 年)。

また、同じく、かつての名古屋機関区の検修員、伊藤弘一曰く、

> 特急列車等で軸焼けが発生すると、技工が台枠の中に入り、走行中に中の技工が給

167 そのせいで、蒸機乗務員による回想記の類には軸受の帯熱状況チェックや給油、事故、対策(運転法)、消火作業等についての記述が散見される。松原前掲『蒸気機関車とともに』27~28、60~61 頁、齋藤七郎『急げ！D50，走れ！C53』蓬左書房、1972 年、69、86 頁、熊谷前掲『SL への挽歌』52~54 頁、高山観平『東北線機関庫物語』みずち書房、1986 年、24、44、160、165~166 頁、向坂唯雄『機関車に憑かれた四十年』草思社、1987 年、103~106 頁、川端同上書 78、80、(194)頁、西村勇夫『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』９、34、209 頁、今井前掲『SL 蒸気機関車の思い出』53、84~85、86 頁の写真、92~93 頁、磯部神肝･磯部洋一『「辨慶」を操った男』新風舎、2007 年、152~155 頁、参照。

油するといったこともあった。私の友人の桜井君と鈴木君は、特急２列車“富士”で、米原からけん引機のC51形の台枠に入り込み、鈴木君が第１動輪、桜井君が第２動輪を担当し、給油をしながら名古屋へ戻ってきた。C51 形はスポーク動輪のため回転すると外から台枠内が見えるので、駅を通過する時この光景を見てびっくりしたホームの乗客が、あわてて駅員に連絡したこともあった。一歩間違えば命がないこの危険な作業も、戦前は当り前のようにやっていた(「私の機関車修繕人生」『鉄道ファン』Vol.29 No.343,1989 年)。

筆者は寡聞にして“これが C53 になって改善された”という体験談を承知しない。むしろ、名古屋機関区での機関助士時代、これに乗務した川端新二による次のような証言がある。曰く、

C53 の第２動輪は、左右のシリンダーと傾斜した中央のシリンダーからの力が複雑に絡み合って車軸、クランク軸共に頻繁に発熱を繰り返した。また、構造的にも主台枠の強度が不足していて歪みや振れも多く、これも発熱の原因となった(『ある機関士の回想』イカロス出版、2006 年 37 頁)。

この点に関しては、名古屋機関区元検修員、技工長 伊藤金市も、

台枠特にシリンダ取付部のきれつ、ねじれ変形が発生し、その中でも台枠のねじれは軸焼けの最大の原因となり、技工を泣かせた(前掲「C52･C53 形を保守して」)。

と回想している[168]。

伊藤はまた、この点についてやや詳しく、次のようにも回想している。

昭和 15 年頃になると､特急用の C53 がやたらに中ビクの発熱が多くなってきた｡我々技工もすり合せで加修をして防止に努めたがそれでも熱を持つようになった。

特に特急燕に使用する C53 は、静岡からノンストップで走ってくるため、よく焼けた。六検時に原因を調べた所、台ワクそのものにネジレが生じ、軸やビッグエンドに無理がきて熱を持つことがわかった。C53 の台ワクはあまり強いものではなかった。

ある時は、中ビクそのものがネジレてしまい、浜松工場から中ビクを取り寄せたこともあった(西村『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』102 頁。但し、名前が“金一”と誤記されている)。

この二人が異口同音に唱えている台枠の問題については後に取上げられるが、“軸焼け”の問題が C53 において加重された形で現れていた様子が窺われる。

しかし、C53 に関してヨリ頻繁に取沙汰されるのは、当然予想されるように、そして Gresley の A4 オリジナル版と同様、“中ビク”軸受のトラブルであった。潤滑剤として用いられたのは前掲図 9-1 に“油壷”と“サイホン管”が表示されていることからしてマシン

---

168 なお、C53 における台枠の脆弱性は国鉄技術の正史にさえ、「主台ワクとシリンダの取付部は構造上弱く、この部(ママ)にキレツが発生して困難していた」と、明確に述べられている(日本国有鉄道『鉄道技術発達史Ⅴ』1958 年、178 頁)。この問題については後ほど再度、取上げられる。

油でなければならないのだが、名古屋機関区の元乗務員の回想に「C53 形は中ビクの給油(グリス)が必要で、この作業は機関助士の役目であるので……」といった件(くだり)がある他、ベースである C52 についての同機関区元検修員の回顧にも「第２動輪の内側はグリス等でベタベタで……」とか、C53 が六検で入場して来た際、“中ビク”ボルトを予め緩めておくのが新米技工の役目であり、「あのグリスでベトベトの台ワクの中に入りスパナーとハンマーで緩め」させられて云々、「狭い所へもぐって行ってはグリースをさしたり苦労した」といった

記述があり、“中ビク”潤滑にグリースを用いていた時期があったのかも知れない[169・170]。

---

169 伊藤健一「３シリンダ機のドラフト音も高らかな時代(『鉄道ファン』Vol.29 No.342 1989 年)」、伊藤弘一「私の機関車修繕人生」(同、Vol.29 No.343 1989 年)、元名古屋機関区検査長 西村幸雄の回想(西村勇夫『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』183 頁)、注 17 の対談記事、より。

それにしても、C52 や C53 の“中ビク”や主動軸回りの一体何処をグリース潤滑していたと言うのであろうか？ 中央主連棒太端を改造してグリースカップが取付けられていた、位のことしか考えられないのである。ともかく、このような情景を目に浮かべるにつけ、せめて C52 に関して、最初からクランク車軸に Alco 流の内部潤滑用グリース孔が加工されておれば、と惜しまざるを得ない。

なお、1935 年刊行の運転教育研究会前掲『最新 燃焼の理論と給油』299~300 頁にはグリース潤滑法に対して期待感を滲ませた記述がなされている。しかし、1944 年に刊行された機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、397~399 頁の記述はこの間の経験が総括されたと見え、グリースは「主連棒太端及連結棒の受金部等に使用され好結果を得て居る」ものの、「クランクピンの摩耗が液体油に比し多い欠点があるので、現在はピン弁式等に依る液体油給油に改良されるものが多い」、と著しいトーンダウンを示している。更に 1954 年刊行の同『新版 略図の機関車』318 頁に至ると「グリース式潤滑装置は主連棒ビグエンドの潤滑装置として使用されてきたがクランクピンの摩耗が速やかであるということから次第に廃止の運命にある。しかしまだ現存する……」とまで述べられている。

もっとも、グリース式潤滑装置などと称しても、構造的には油壷にバネ仕掛けのピストンが組込まれたグリースカップをセットし、サイホン管側からはトリミングやピン弁を撤去した程度のモノであった。

なお、満鉄の蒸気機関車においてはグリース潤滑が標準であった。そのグリースは勿論、グリースカップさえもがアメリカからの輸入品であった。熊谷『SL への挽歌』228、239 頁、参照。

170 スパナとハンマーに関連して付言すれば、スパナを握る左手の親指を幾度もハンマーで強打した経験を持つ西村幸雄は、同上書 176 頁において「後年、メガネ･スパナー、又ボックスレンチ等で作業するようになったので大変楽になった」と述べている他、「戦後の蒸気機関車修繕とお召機整備」(『鉄道ファン』Vol.29 No.343)と題する回想においても「片口スパナとハンマ」作業で度々親指を打撲した思い出を語っている。

商工省標準形式自動車の開発に際しては標準工具として当初から廉価な造りのボックスレンチが用意されていた。それでも、メーカーたるいすゞの設計陣は敢えて戦地での劣悪な修理条件を慮り、全てのボルト、ナットがスパナで脱着可能となるような設計を施していた(拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』58~59 頁、参照)。

これとは全く異なった事情の下に在りながら、自動車などより遙かに大きく、強大なトルクで締付けられるべきボルト、ナットを多数有する蒸気機関車の検修用に、それも他区所属機の六検まで引受ける鉄道省屈指の機関区(類例として梅小路に対する吹田)に相当期間、片口スパナしか支給されていなかったというのである。これでは検修員に無用の怪我が絶えなかったのは当然である。台所事情による節約か何かは知らぬが、これなど“一銭五厘”的感覚を以て現業職員を軽んじた本省ないし鉄道局幹部の差別的姿勢の一表現形態と揶揄されて然るべきテイタラクである。

C53 の“中ビク”に対しても鉄道省の伝統(?)は遺憾なく発揮された。この部分への特攻隊的給油については元名古屋機関区乗務員の対談という形で次のような証言が残されている[171]。

羽多野勝三　私が庫内手やっている頃、ずいぶん怖いことをやるなと思ったのは、金森【実】さんたちが C53 で戻ってくると、機関車の下からノソノソと出てくる人がいましてね、あの人何ですかって聞いてみると、沼津から機関車の中にもぐって油をさしてきたっていうんですよ。えらい人がいると思ったけど、私は一生あんな仕事はやりたくないと思った。

——走ってる機関車の足回りにもぐっているんですか。

羽多野　走ってる走ってる。

長谷川宗雄　そりゃ怖いねえ。どういう人ですか。

羽多野　当時の技工(現在の機関車掛)やっていた溝口さんという人で、C53 の中ビクを焼いてはいけないというんで、沼津を出庫する時に自分で油カンとコモを用意してきて、走っている最中にオイルシリンジ(水鉄砲式の油をさす道具)で回転部分に油をさしてきたんです。

長谷川　特急に乗るんですか。

羽多野　ええ、普通なら途中駅で下におりて油をさすんだが、「つばめ」は静岡にしか停まらないから乗ったんでしょう。

——しかし人が乗るスペースがよくあったものですね。

羽多野　第二動輪と第三動輪の間のブレーキハンガー(左右のブレーキを連結して支えている梁)の上にコモをかけて座るから、外からは全然見えない。

長谷川　そりゃあ凄い。ブレーキ使ったら座っている所が動くでしょう。

羽多野　そんなことよりも、もたれる所も持つ所もない。すぐ両側じゃあ動輪がグルグルまわっているし、目の前は中央のクランク、足もとは砂利と枕木がジャンジャン流れている。

——サーカスもどきですね。

羽多野　いま考えてみると、よくあんなことをやったものですね。自分の機関車を焼いてはいけないという責任感だけですよ。四〇階の窓掃除と同じで、ちょっとでもフラッとしたらおしまいだ。

長谷川　いや、それ以上だ。つかまる所がないんだから。飛び込み自殺でもあったら、もろに突き当たってくる。

熊谷政美　名古屋を出て稲沢くらいまでならなんとかできるかもしれないが、沼津からだからねえ……。

熊谷　沼津からここまで二四〇キロ、特急でも三時間以上かかる。

171　「乗務員座談会 東海道本線の SL 特急をしのんで」(『蒸気機関車』No.35, 1975 年)。

羽多野　われわれでも、給水ポンプの調子が悪いと、走行中に運転室からランボードへ出て頭を叩きに行くんですが、それでも怖いから、ハンドレールを握りしめてソロソロ出ては、あわてて帰ってきたものです。

――今では日本中さがしてもそんな人はいないでしょうね。

羽多野　昔はそういう豪傑がいましたね。今は人間が平均化してしまったが。

こう語った羽多野は 1940 年に名古屋機関区に庫内手として採用された経歴を持つ。これはまさに、「昭和 15 年頃になると、特急用の C53 がやたらに中ビクの発熱が多くなってきた」と伝えられている年回りに当る。「やたらに」過熱を生じながらそれでも定時に特急を牽かされたのであるから、不慮の災難ならぬ「あんな仕事」＝走行中の人力給油の頻度も上がりこそすれ、下がることは無かったであろう。

また、同様の証言を川端は体験談の伝聞という形で紹介している。それに拠っても、こんな作業は C53 の特急仕業においては日常茶飯事であったという。曰く、

次のような話をある指導機関士から聞いた。

「給油担当の機関車検査係をしていた時、往きの急行で第 3 動輪と中央クランクが発熱し、これでは帰りの特急『富士』はとても無理だと乗務員から連絡があった。急いで沼津に行き、その機関車に乗ることになった。当時の『富士』は、下関から連絡船で釜山、挑戦鉄道、南満州鉄道、シベリア鉄道と接続し、モスクワ経由でパリ、ベルリンロンドンに到達するという欧亜連絡の国際列車だった。絶対に送らせてはならない重要な列車だった。

途中の静岡と浜松で」停車した時、給油するぐらいではとても発熱焼損が抑えられそうもないと判断し、オイルシリンジ(自転車の空気入れ状の潤滑油注入用の器具)と潤滑油入りの一斗缶(18ℓ)を持って台枠の中に入り、ブレーキ弾き棒に板を固定してその上に立ち、240km、 3 時間 25 分潤滑油をかけ続けた。

目の前で巨大なクランク、両側では動輪が唸りを挙げて回転し、車軸や担バネが激しく上下動した。ポイント通過の時の動揺と振動はものすごかった。しかもいったん走り出したら機関士との連絡方法は一切なくなる。

浜松辺りから暗くなった。馬車メガネ(ゴーグルの役目をするめがね)をかけて絶えずガラスを拭っていた。全身油まみれとなった。機関士はあまりの汚れように言葉を失っていた。

こうした危険きわまる仕事は決して命じたり命じられたりしなかった。偉い人はそんな危険なことをしてもらっては困る、何か事故があったらどうする、と口ではいいながらも感謝していたのだろう。いわゆる暗黙の了解というやつだ。

当時の名古屋機関区の C53 担当検査係は、みなこれくらいのことはやっていたよ。また、特急を受け持っていた機関区ならどこでもやっていたと思う。まあ責任感と使命感かな。俺は数回やった。超特急『燕』でもやったが、こっちは昼間で明るいだけマシだった」(川端同上書、37~38 頁)。

回転しているクランクピン軸受に外部から油をかけても、潤滑面に到達する量は恐らく微々たるものであろうが、吹き掛けられた油は冷却剤としての役割をも果たしていたと考えられる。それに、これは安物の4サイクルガソリン機関における飛沫潤滑にも通ずる遣り方であり、1936年型シボレーのトラック用機関における“Pressure-Stream Lubrication”(及びそれのイミテーションであったトヨタ B 型における対応物)などはこれをそのまま機械仕掛けで行う潤滑システムであった。従って効果は確かに有った筈である[172]。

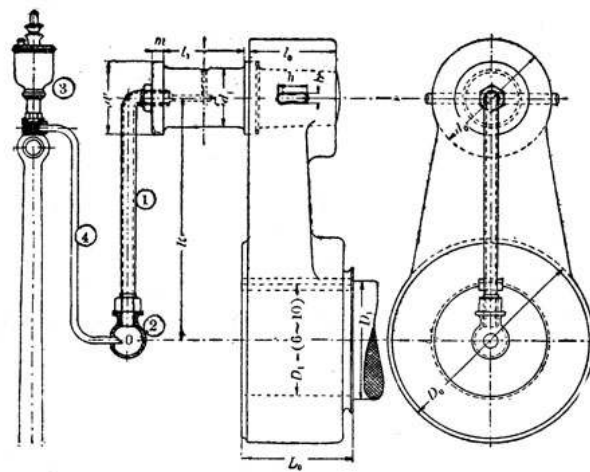
それにしても、体系的データに立脚したきめ細かな検修指針を掲げた機関車工学会にして唯一C53に限り、ロッド、クランクピン回り給油量の標準値すら示していないのは、掲載したくても載せられぬかようなシガラミが在っての故としか考えられない。かかる非人間的手当まで必要としれたような機関車を「名機」などと呼ぶ愚挙は何としても避けたいものである。

これに対して、内部からグリースを供給するラインを与えられた、Alco が N.Y.C.の No.2568や満鉄ミカニの設計において用いた方式は誠に健全であった。勿論、ヨリ高い平均負荷率、換言すれば長い高負荷運転時間を強いられる据付機関あるいは舶用機関の耐久性を許容最大応力値の切下げと並んで支えていたのも、この種の手厚い内部潤滑システムであった。

図9-12に示すのは大出力横型2気筒蒸気機関における片持クランクピンの潤滑法の一例である。クランクピンによって回転させせられる給油管がクランクピンに潤滑油を送る。低速の据付機関ならではの長閑(のどか)な仕掛けではあるが、それだけに潤滑の重要性が強調されている。

図9-12　大出力横型2気筒蒸気機関における片持クランクピンの潤滑

[172] C51、C53 における走行中給油については実行者の一人である伊藤金市の簡単な回想が西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』102頁にも収録されている。

なお、これらの自動車用ガソリン機関たちについては拙稿「戦前戦時のトヨタ貨物自動車用ガソリンエンジンについて(1,2)」『LEMA』(日本陸用内燃機関協会)、No.468、470、2002、2003年、参照。

池澤保『蒸気機関設計』産業図書 1946 年、280 頁、第 10-65 図。似たような図として Herman Haeder, translated by H.,H.,P., Powles, *A Handbook on the STEAM ENGINE with Special Reference to Small and Medium-Sized Engines*. London, 1902, p.57, Fig.186 を挙げることが出来る。

大出力横型２気筒蒸気機関に敢えてかような片持クランクを用いるのは如何にも間抜けな設計に見える。しかし、歴史的に理解するならば、この設計は外輪船用“直立”(今で言うなら倒立：注 20 を見よ)機関のクランク軸を淵源としているように想われる。

即ち、そこでは両舷外輪軸のクランクアームに主機クランク軸端の片持ちクランクピンを緩く抱かせるという構造が採用されていた。クランクピンはその先端部を球状に加工されており、外輪軸クランクアームへの嵌入部にはブッシュが挿入されていた。クランク軸とクランク軸側クランクアームとの接合は強固な焼嵌･キー打込みによっており、これとクランクピンとの結合も強固なテーパー接合によっていた。

かかる“左外輪軸＋中央クランク軸＋右外輪軸”の３分割構造は衝突等によって外輪が衝撃を受けた際、必要とあらばクランク軸及び機関本体にダメージを与えることなしに外輪軸から先の部分を脱落させるために開発された構造であった[173]。

他方、陸用を濫觴として蒸気機関の高速化が進む過程において連桿大端部に設けられた油壷からの給油位では追いつかなくなる状況が醸し出された。このため、意外に早い時期に本格的な内部給油法が開発されている。次に図 9-13 として掲げるのはその嚆矢をなす特許に付されていた図である。

図 9-13　クランクピン内部潤滑方式の嚆矢、Pain の特許(1890)

---

[173] cf. J., Bourne, *Treatise on the Steam Engine in Its Application to Mines, Mills, Steam Navigation, and Railways*. p.219.

H.,W., Dickinson, *A Short History of the Steam Engine*. Cambridge 1938. p.148 Fig.38.

なお、L.N.E.鉄道において Gresley によって 1928 年に導入された Sentinel㈮製蒸気動車のパワープラントも、このような強制潤滑システムを有する高速機関であった(6-152.4×177.8, 100~125hp. 21kg/cm²)[174]。

勿論、高速内燃機関の分野においても当時は似たような発達が観察されていた。クランクピン軸受に対して外部から潤滑を行うのは安物のエンジンだけであった。他方、鈍重な中･低速機関の分野の状況は蒸気機関車におけるより遙かに長閑であった。即ち、図 9-13 の機関などクランク軸の如何にも間延びした設計からガス機関であるには違いないが、釣合錘の欠落及びジャーナル～ピン間の離れ具合から､贔屓目に見てもその回転数は 180rpm. 程度と考えられる。これが 240rpm.程度のディーゼルになると釣合錘も付けられ、ジャーナルとピンとはオーバーラップしないまでもヨリ近接せしめられることになる。

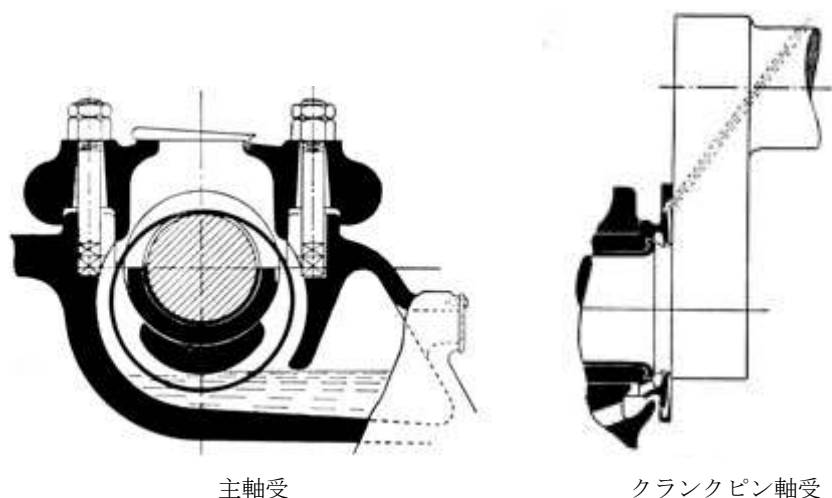
当時、このれら蒸気機関車よりも鈍重な中･低速機関の主軸受は油溜と“ring oiler”との

174 cf. Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. p.129.

この種の潤滑方式を用いた竪型高速機関の例については Dickinson, *ibid*. pp.148~150、山田嘉久『蒸汽機関』岩波全書、1935 年、251~266 頁、第 165、167、168、169、170、171、172、174 図、等を参照されたい。因みに山田による例示機関の出典は 1919~'30 年発行の外国技術雑誌である。

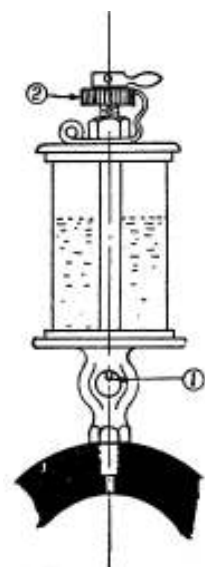
なお、イギリスではニューコメンの大気圧機関以来の伝統か、古くは気筒を上にした竪型機関を“inverted engine”(直訳すれば倒立機関)と称した(池澤前掲『蒸汽機関設計』 9 頁)。この意味では、Dickinson, *ibid*.の磯田浩訳『蒸気動力の歴史』(平凡社、1994 年)、173 頁における「倒立」は直訳という名の誤訳である。

組合せによって潤滑されていた。そして、かようにノンビリした技術ではあったが、そのクランクピン軸受に対しては長時間の負荷運転に耐えられるよう、“banjo lubricator” による内部潤滑(図 9-14)が仕組まれていた。

図 9-14　1920 年代初期の低速内燃機関におけるクランク軸潤滑法

主軸受　　　　　　　　　　クランクピン軸受

H.,R., Ricardo, *The Internal-Combustion Engine VolumeI Slow-Speed Engines.* London 1922, p.179 Fig.50, p.180 Fig.51.

“banjo lubricator” とはクランクウェブ側面に取付けられた油溜とクランクピン軸受面とを油孔で連絡し、遠心力によって給油する仕掛けである。それ位の手当てをしておかねば、負荷率の高い連続長時間など出来はしない。因みに、Ricardo はこの油溜への給油が “sight-feed lubricator” に依っていた、と述べている。しかし、誤解無きよう図示しておけば、“可視滴下給油器” なる和名を持つ本装置は図 9-15 の如き仕掛けで、蒸気機関車においてお馴染みの、蒸気圧を利用する圧送装置としての見送給油器ではなかった。

図 9-15　可視滴下給油器(sight drop piler ないし sight feed lubricator)

上のコック②を回し、滴下ノズル①からの滴下速度を加減する。勿論、円筒部はガラス製で、①を覗く孔はガラス窓になっている。小谷信市『船用蒸汽ピストン機械』海文堂、増補板、1953 年 221~222 頁、参照。図は 222 頁、第 164 図。

この低圧(大気圧)給油装置は往時、農業用小型発動機にも使用され、現在では“ガラス･オイラー”、“オイルカップ”などの通称の下、ネット･オークションの人気アイテムとなっている。

但し、これがアンティークと看做されるのは単に発動機の世界なるが故の現象であり、広く機械一般を見渡せば、可視滴下給油装置は今日においても現役潤滑機構の一角を占める存在である[175]。

なお、図 9-13 と同様の潤滑システムを備えた後年の実験用３気筒大形低速ディーゼル機関、三菱造船(現･三菱重工業)3UEC$^{72}/_{150}$を用いた測定に拠れば、主軸受への給油圧 2.5kg/cm^2、送油量 20ℓ/min.、回転数 120rpm.の全負荷運転時、主軸受温度は負荷整定後１時間余りで 50℃に達し、以後、変化は無かった。主軸受からクランクピン、連桿を経て給油されるクロスヘッド･ピンの温度上昇はヨリ緩慢で、負荷整定の３時間後に均衡温度 48℃に達した。“悪臭弾”の一件を想起するまでもなく、軸受温度がこれぐらいに抑制されていない限り、長期耐久性能は期待出来ない、ということになる[176]。

175 船用機関研究グループ編『船用機関データ便覧』成山堂、1986 年、706 頁、13.3.8 硝子オイラー寸法表、日本潤滑学会『改訂版 潤滑ハンドブック』養賢堂、1987 年、729 頁、図 8.5.5、1091 頁、図 14.1.9 (a)、日本トライボロジー学会『トライボロジーハンドブック』同、2001 年、176 頁、図 3.5.5、同『メンテナンストライボロジー』同、2006 年、105 頁、図 4.3(左)、参照。

176 青木徳太郎「船用機関の軸受について」(マシナリー編集部編『軸受』小峰工業出版、1964 年、所収)、参照。

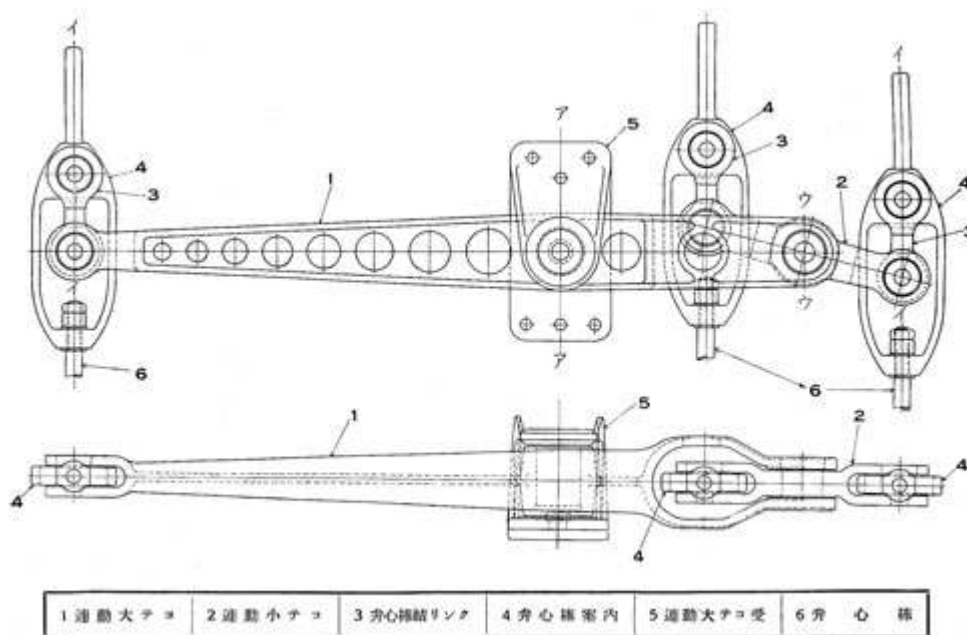
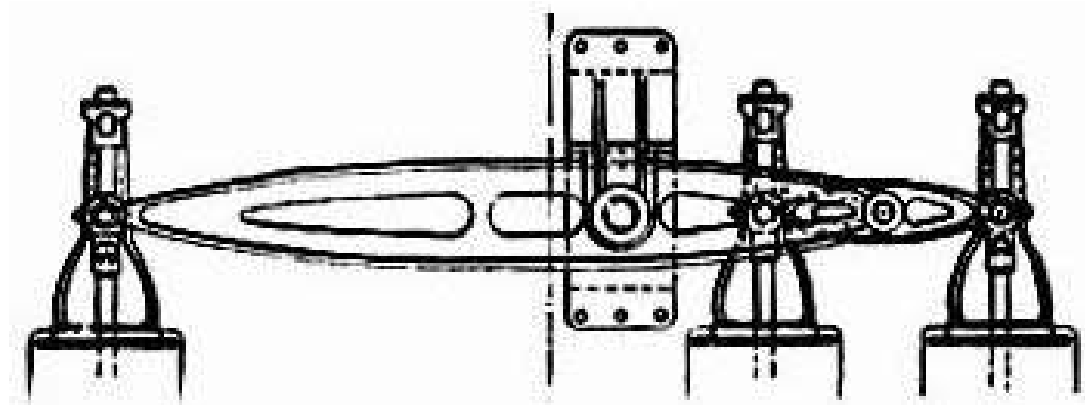
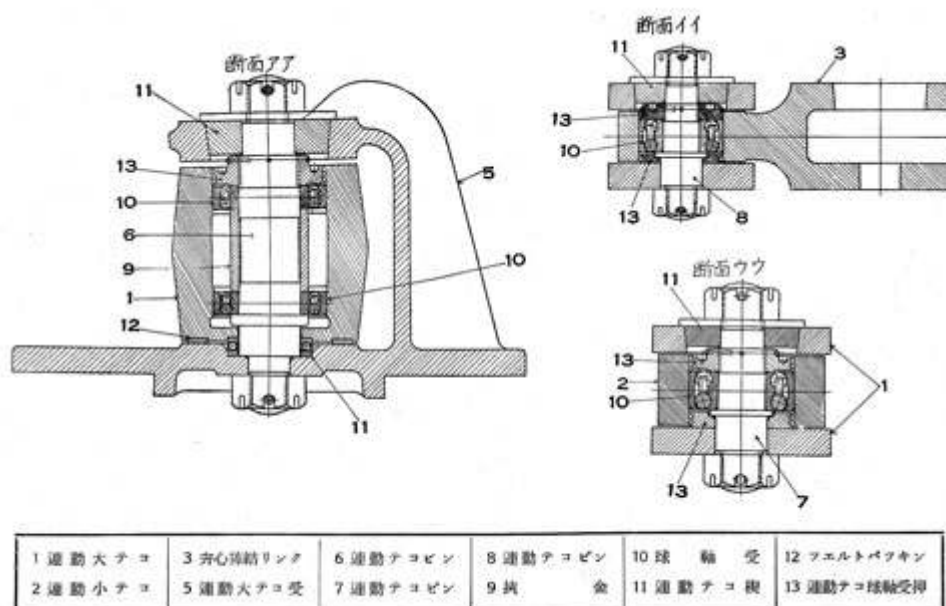
X．C53の弁装置に係わる諸問題

(1)C53におけるGresley式合成弁装置について

３気筒機関車における Gresley 式弁装置は中央気筒の弁の運動を両側気筒のそれのリンク・レバー機構による合成を通じて創生する。当然、その剛性不足や数ある関節部分のガタは中央気筒の弁の運動を狂わせる。この装置の原理的問題点については既に坪田勝太郎の論を紹介しておいたが、本節で取り挙げられるのはC53におけるGresley合成弁装置設計の機構的問題である。

既に見たように、1919年から翌年にかけてこの機構を完成させた発明者、H.,N.,Gresleyはその途上において構造強化と関節部への玉軸受導入によってこの問題に一応の解決を与えている。やがてそれが円筒コロ軸受と深溝玉軸受ないしスラスト玉軸受との組合せに進化した点についても確認済みである。

但し、オリジナルを真似るか否かはライセンシーないし模倣者の裁量である。手許にある乏しい資料を見る限り、ライセンシーであるAlcoはこれに全面的には追随せず、その模倣者である鉄道省は再びそこから本家への不完全回帰を試みたように見える。C53 の弁装置における当該部分を図10-1として掲げておこう。

図10-1　C53のGresley式弁装置とAlcoの一図例

機関車工学会『最新 機関車名称辞典』新訂増補第 6 版、交友社、1940 年、161 頁、第 128 図、162 頁、第 129 図、*Locomotive Cyclopedia 1925*. p.499, Fig.1073.

“連動大テコ”は Alco タイプの比較的扁平な笹の葉状ではなく、H 型断面と C52 のモノよりストレートなプロフィールを有するロッド状を呈しており、この点では Gresley の原設計に近い。この断面形状を有するテコが弁装置の運動負荷程度でタイミングを狂わせるような変形を被らぬことは Holcroft の言を待つまでもなく自明である。H の横バー部にはなるほど沢山の孔が明けられているが、それによる剛性低下など、高が知れている。Wikipedia の項目に言う連動大テコの剛性不足云々は間違いである。

図 10-1 には参考として笹の葉状の大小連動テコの当該部に長い肉抜き孔が明けられた Alco の図面を添えている。鍛造品であれ鋳鋼製であれ熱間でこの孔を明けてしまうと冷却収縮時、ブリッジ部に亀裂を生ずる惧れがあるから、加工したとすれば冷間であると思われる。また、これが単なる説明のための図か実際の設計例を反映したモノなのかは不明で

あるが、少なくとも、これが敢えて大向こうの失笑を買うために描かれた図でないことだけは確かであろう[177]。

勿論、かような肉抜き孔の有無に係わらず、テコの撓みはゼロではなく、それによって振動が生起するが、その振幅はごく小さく、かつ、その振動数はテコの揺動周期より遙かに高い。そんなモノは弁開閉時期の傾向的な狂いとは無縁である。

西尾に拠れば、"連動大テコ"に穿たれた孔の内、右から２つ目は中央気筒の"弁心棒結リンク"への給油孔であるとのこと。多分、ここからボックスレンチを入れてナットを外し、なるべく少ない手間での給脂を可能にしようとしたのであろう。その他の孔は「重量ヲ軽減シ又ハ塵埃雨水ノ滞留ヲ避ケル為」のモノだそうで、何れもなかなか粋な計らいである。

それにしても、８箇所に計 10 個の如何にも華奢な玉軸受(自動調心９、スラスト１)が組み込まれたものである。Gresley パシフィックとの比較において最も不安を抱かせるのはこの軸受である。

国鉄 SL 図面編集委員会『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』(原書房、1976 年)、44 頁や鉄道史資料保存会『C53 形機関車明細図』(2000 年)、108 頁に拠れば、メーカーは全て日本精工で、これと NSK のカタログとを突き合せると型番、サイズ、特性は、断面アアの部分が RA No.60(×２：内径 60、外径 110、軽荷重用)と TAA No.60(スラスト：内径 60、外径 82、特別軽荷重用)、断面ウウの物が RK No.45(内径 45、外径 85、軽荷重用)、断面イイの物は RK No.35(内径 35、外径 72、軽荷重用)、となる。

こういう部位には揺動に強い針状コロ軸受とスラストワッシャの組合せを是非とも使いたいところであるが、L.N.E.鉄道でも円筒コロ軸受と深溝玉軸受ないしスラスト玉軸受との組合せに頼っていた時代であるから、贅沢は言えまい。勿論、国産では針状コロ軸受の良品など得られる筈もなく、また、密封装置の手配も難しかったであろう。但し、適切に予圧された円錐コロ軸受を組合せ軸受として用いる位のことは十分出来た筈である。

１個で済ませられないこともないように見える箇所が多かったとは言え、モーメント荷重を受け流すことは出来るが、スラスト荷重には至って弱い自動調心玉軸受、それも上を見れば中荷重用、重荷重用とある内から、敢えて軽荷重用のそれを選んでスラストワッシャと組合せたと知らされては、計算上問題は無かったのかも知れぬが、何とはなしに役不足感を抱かせられざるを得ない[178]。

---

177 因みに、A.R.A. *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Ed.―1930.* は p.762 に Fig.1840 として"Alemite"グリース潤滑の Gresley ギヤへの適用写真を掲げている。その連動大テコ上には本図とも異なる幅広の肉抜きが施されているように見える。

178 自動調心玉軸受がスラスト荷重に対して弱いのは、軸受そのものと中心を共有する球面をなす外輪軌道面と玉との接触角が深溝玉軸受などと比べて著しく浅いため、スラスト荷重の印加と共に、恰も楔を打ち込んだかのような状況が出来し、かつその場合の接触面積が極めて小さいからである。そして、SKF の顔となる自動調心コロ軸受が開発されたのも自動調心玉軸受のかかる欠点を補うためであった。

因みに、鉄道省による合成式弁装置のガタのチェックは次のように為すべし、と指示されていた。

本装置の徒動は六月検査の際に中央弁心棒をテコ比約 30 のテコにて抉ぢ【「こじ」のつもりか？】、其の徒動が下記以下であることを確認することになって居る。

力を加へたまま　　10 粍

力を抜いたとき　　6 粍

徒動が之より大である場合は球軸受、ピン結リンク等の摩耗を調べ、取替盛金加修を行ふ(機関車工学会『最新 機関車検修工学』277 頁)。

これは先ず、そうとでもする以外に方途がなかったのであろう。

ところが、西尾は C53 の合成式弁装置のガタの発生要因について、ある意味、先に引いた坪田の言より一歩踏み込む格好で次のように述べている。

鉄道省の C-53 形には球受金を用ひて居るが球受金を用ふる場合には各部の隙間は極めて少許の如くであるが其の隙間の総和は却って大となるものではないかと想像される(西尾『三気筒機関車の研究』96 頁)。

この叙述は一見、理解し難い繰り言のようにも聞こえるが、その内実は全く逆で、純然たる言いがかりに過ぎない。スラスト荷重の如何によってラジアル隙間が変化を被らざるを得ない玉軸受、それも同類の中でスラスト荷重に対して最も虚弱な自動調心玉軸受が、しかも軽荷重用のそれが敢えてこのような格好で激しく振動する部位に配されたのである。メーカーの日本精工にとっては迷惑千万であるが、かような遣い方がなされる限り、静的状態で一方向にラジアル荷重をかけて得られたガタと実際の運転中におけるガタとではその態様が異なって来ることなど「想像」の域を超えた現実となって当り前なのである。

また、C53 の合成弁装置におけるころがり軸受の耐久力について、本山邦久は、

連結部の全部は球状軸承(ママ)装置で、ピン・ジョイントの摩耗を最も少なからしめようとしたのであるが、内側玉軸受の内面【内輪軌道面】及外側球軸受の外面【外輪軌道面】又

東洋ベアリング製造の開発技術者、松本美韶(よしつぐ)は自動調心玉軸受について、

自動調心形という名がついているので、名前に釣られて使いたい軸受で実際広範囲に用いられているが、設計上都合がよいだけに取扱いの点、保守の点でむずかしく、割合破損しやすい軸受である。……中略……

自動調心形玉軸受の破損状況を見ると、外輪のスラスト荷重を受ける側で剥離しているのが非常に多いことをみても、いかにスラスト荷重に弱いかということが如実に思いしらされる。

“自動調心性”の名につられて乱用することは過ちのもとになるから注意しなければならない(「コロガリ軸受の設計」マシナリー編集部前掲『軸受』所収)、

と述べている。松本の業績についてはころがり軸受技術史を扱う別稿に譲る。

当時の日本精工製ころがり軸受のカタログとしては、『NSK ボール及ローラーベアリング型録(C. No.21)』昭和十三年版(無刊記)、を参照した。

は球及球に接する部分等に可成の摩耗を生じ、使用開始後二ケ年を出ずして其の摩耗は、中央弁に数粍以上の遊間を與へ、バルブ･セツチングの変調を来すに至つた。(各部の球状軸受の遊間は新製当時既に中央弁にて一粍位の徒動を與へる)

と述べている(『機関車用 弁及弁装置 1931年増補改版』214頁。【】内引用者)。この辺りが当り前の評価というモノであろう。

何れにせよ、C53の設計のL.N.E.鉄道においてGresleyパシフィック等に採用されていた方式に対する劣勢、と言うよりも圧倒的な格下感は否めないところである。ここはせめて重荷重用の自動調心玉軸受、出来得れば玉軸受以外のころがり軸受を主役として遣って欲しかった所である。

それにしても、そのコストペナルティーと共に整備の厄介さ、ダストシールやオイルシールに係わる問題は容易に偲ばれよう。中にはこれをブッシュに置き換えた例もあったらしい。然しながら、こういった改造点についても文献は次のように述べている。

本装置に於てはテコの接合部に球軸受を使用してあるので、其の抵抗は極めて少いがピンの徒動は相当に多いので、普通のピン接合としたものもある。之は徒動が減少して好結果を得て居るが、ピンを縦に設ける為油が下方に流出して焦損を起し易い欠点がある(機関車工学会『最新 機関車検修工学』277頁)。

ブッシュに代えるにしても、玉軸受で通すにしても、相当な困難が伴ったことが理解さ

れるであろう[179]。

Gresley 式弁装置はまた、その調整に非常な手間のかかるカラクリであった。何しろ、蒸気機関車の弁装置なるものの剛性は、内燃機関の動弁機構のそれと較べれば、桁違いに頼りない。とりわけ、その定番とも言うべきワルシャート式弁装置においては関節の数が多い上、力の伝達が同一平面上でなされない部位が大きな顔をして居座っている。しかも、それらは有火時、熱膨張する躯体に取付けられている。C51(本型式は逆転機がボイラに取り付けられているため、熱の影響が弁装置に及び易い機関車とされている)において実測されたデータは無火状態から点火し、蒸気圧が高められて行く過程でワルシャート式弁装置に関係する各部位の寸法が区々に、しかも大きく変位して行くという事実を曝け出していた(図 10-2)。

図 10-2　缶圧と弁装置各部位の変位との関係

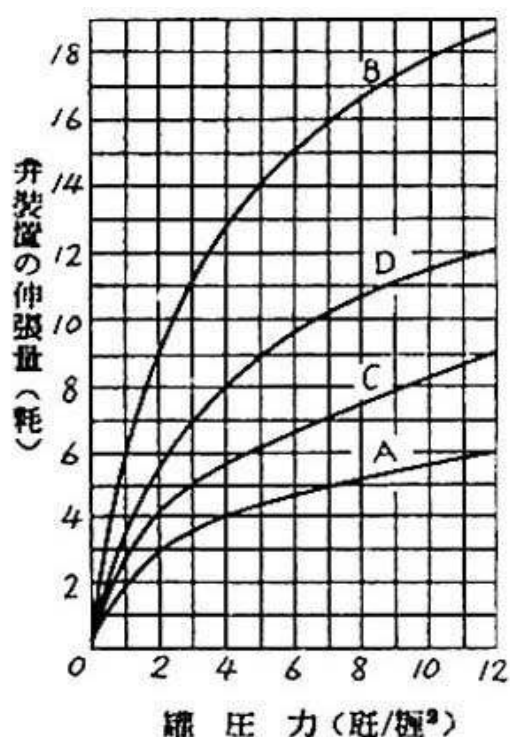
[179] 伊藤金市は前掲「C52･C53 形を保守して」において C53 の Gresley 合成弁装置には「ローラベアリングを使用していたが、名古屋機関区ではこの部分を浜松工場でブッシュに替えた」と述べている。しかし、少なくともこの「ローラベアリング」という件についてはこれを裏付ける資料は見出せていない。

なお、Gresley A1 弁装置のロングトラベル化改良に絡み、ロングトラベルの弁装置をショート･カットオフで稼動させる場合のトラベルは逆の場合におけるそれより短くなるという傾向を見落とし、燃費と合成弁装置に作用する慣性力(→中央気筒過大出力)との「二律背反」なる一面的見解を展開した箇所(本稿第Ⅴ章、注 13、参照)に、髙木は次のような注４を付している。曰く、

> ※4 中央主連棒大端メタルの帯熱はあくまで結果であり､原因は本文中にあるように中央ピストン弁の動作不正であるが、保守能力を別にしても、米国機をモデルにした国鉄(JNR)C53 の中央弁装置におけるボールベアリングの応用設計は英国機と比べると拙劣であり､今更ながら本家本元から技術導入しなかったことが悔やまれる(39 頁)。

然しながら、Gresley 式合成弁装置においては仮令(たとえ)、ガタが小さくとも中央気筒弁にはワイヤードローイングの発生が抑止されるような急激な啓開パターンが与えられる。故に、弁の作動に“不正”が無くとも、中央気筒は過大出力を発生する傾向を示す。この点については既に触れておいた通りである。

また、C53 の設計と米国機云々についての言に到っては全く意味不明である。C52 の合成弁装置に採用されていたのはブシュであって、ころがり軸受ではなかった。確かに、Alco も大形３気筒機の連動大テコ支持軸受だけにはころがり軸受を用いている。しかし､それは L.N.E.鉄道においても採用例が認められる、上下２つの円筒コロ軸受の間にスラスト玉軸受を１個配した、即ち、ヨリ重構造と言える構成であった(cf. American Railway Association―Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Edition―1930*. N.Y. 1930, p.618 Fig.1362, Boynton, *Three Barrels of Steam*. pp.152~153)。

C53 の合成弁装置における軸受配置の「拙劣」さは Alco のせいではなく、鉄道省の＝島のオリジナルである。もっとも､「拙劣」と切り捨てる前に、その根拠並びに比較図位は示しておくのが筆者を含む門外漢に対する配慮というモノであろう。

A：心向棒前端、B：加減リンク滑子、C：逆転棒前端、D：缶

『最新 機関車検修工学』280 頁、第 267 図。

Gresley 式弁装置はこの生き物のようなワルシャート式弁装置からその運動を貰い、合成する。従って、その調整は有火状態で安定した機関車の蒸気室、気筒に蒸気を送って十分暖め、クランクを死点に置いて左右の弁装置を調整し、これが済んでから第３の、弁室に覗き孔を設け難い中央の気筒にかかる、といった段取となる。その煩些ぶりは同情するに余りあるが、それでも３連ワルシャートなどと較べれば、要チェック部位は余程、少なかった筈である[180]。

但し、Gresley 式合成装置にはガタの加算という固有の問題が付帯する。この重ねられた誤差は弁の動きを不安定化させる要因となり、弁はそれ自体に働く慣性力、新気ならびに排気からのスラストによって変位させられ、その開閉時期を狂わせられる[181]。

これらの誤差は、正面切って言えば、ワルシャート式弁装置並びに Gresley 式合成装置への円筒、針状ないし円錐コロ軸受の適切な使用によって飼い馴らされておかれるべき問

180 Gresley 弁装置の調整については西尾『三気筒機関車の研究』98~107 頁、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、107~110 頁、『最新 機関車検修工学』293~294 頁、A.,M., Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation*. Vol.II pp.247~250、参照。

181 西尾『三気筒機関車の研究』95 頁、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、109~110 頁、参照。

題であった(図 5-2)。もし、中途半端な状態に置かれたままにあるなら、それらは Gresley 式合成装置における欠点として拡大現出されずには済まない。その結果が中央弁において“Wire-drawing”が少なくなる、という Holcroft の、また「甚だしいものに至っては恰も瞬間的に其の運動を一時停止して後急激に運行する如く認められるものさへある」(西尾『三気筒機関車の研究』94 頁)、という西尾の、あるいは「運動方向を変へる……其の瞬間内側弁は一時運動を中止し、静止の状態を保ち、暫くしてから運動を始める」(『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、110 頁)という機関車工学会の観察コメントへと繋がっている。

Gresley 式合成装置はシンプルではあるが、伊藤金市の回想や坪田勝太郎の分析が教えてくれたように、その調整について見れば相当厄介な仕掛けであった。弁装置全体の出来が悪ければ尚更であった。少なくとも高速、高回転型の機関車において、その固有の欠点の発現を可及的に緩和させるにはころがり軸受の適切な、即ちワルシャート式弁装置側にも及ぶ善用が望まれた。

ころがり軸受の弁装置への適用という点について見れば、鉄道省、ないし島は Gresley 式合成装置そのものへの適用に関して落ち度があった上、ワルシャート式弁装置へのそれについては全くの手つかず状態にあった。これでは所詮、ロクなものの出来そうな筈はなかった。

しかし、恐らく、海外事情通の島はこの程度のコトは先刻承知の上、“それをカバーしてくれることこそ 1750mm 動輪の役目”、ぐらいに達観していたのではあるまいか？ まさに、“1750mm 大動輪は七難隠す”のである。また、これぐらい徹底した合理主義の裏付けがなければ、“親死ね、子死ね、孫死ね”などと言えるモノではない。因みに、ゲージを 1067mm に換算すれば、Gresley パシフィックの動輪径など C58 のそれを下回る 1510mm に過ぎない。イギリスではこれに 400rpm.、狭軌換算 130km/h 超の走力が求められていた。鉄道省の蒸気機関車とはワケが違う。違い過ぎたのである。

なお、直接、弁装置絡みでは最後になったが、

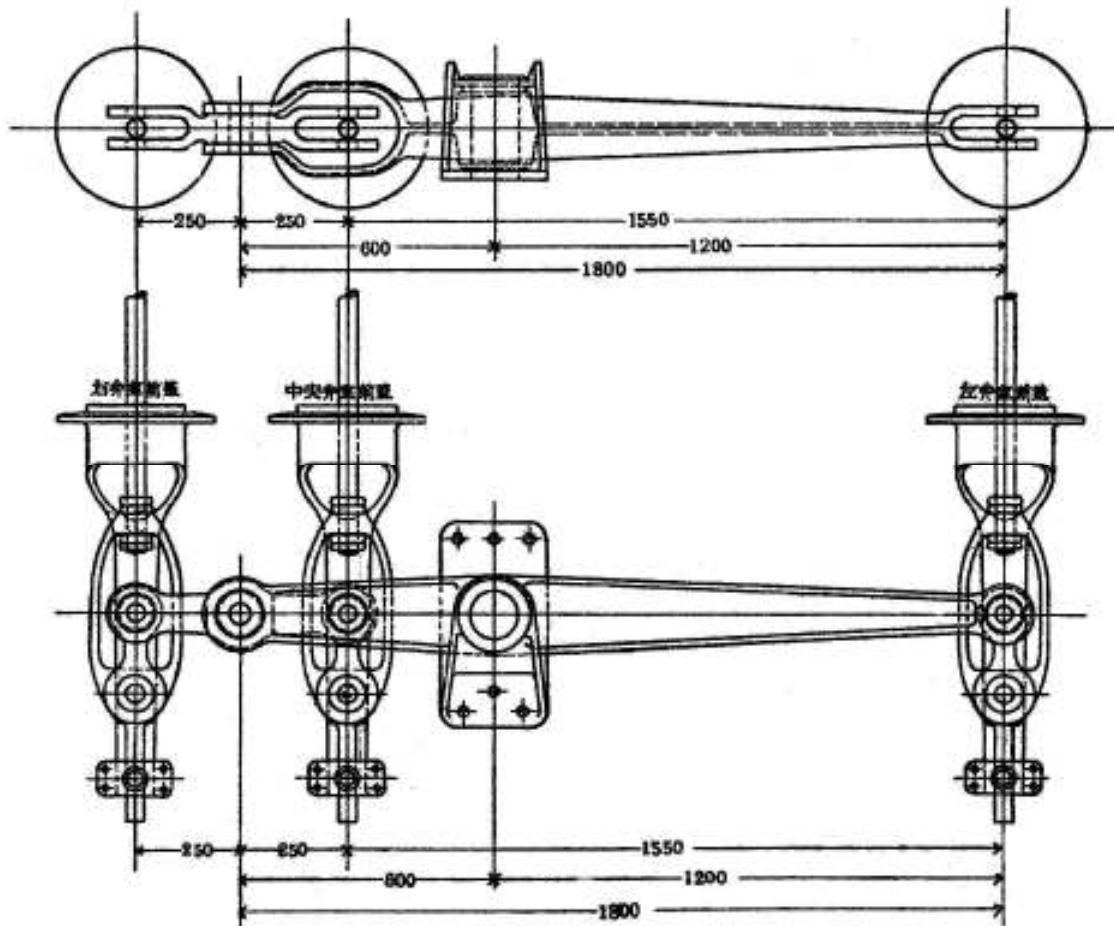
> リンクの動作中心をピストン弁中心に合わせるのではなくリンクの回転円の外端をピストン弁中心に合わせて設計してあるため、磨耗も変形も無い状態でもグレズリー式弁装置一般に比べ中央気筒の動作が理論値から大きく外れ、中央気筒のみ異常な過大出力が発生したり、

云々という Wikipedia の記述は一体、何を言いたいのか判らない。

然しながら、傍点部が図 10-1 において“連動小テコ”が振れ切った位置でピンの中心が弁心棒の軸線と一致していることを指しているのだとすれば、これは単なる図の読み誤りである。

先に紹介した通り、“連動大テコ”に明けられた右から２番目の穴は“連動小テコ”の中央弁側軸受を整備し易くするため、２本のテコの中心線が直立不動的に重なった状態で完全に同軸となるように穿孔されていた。このため、重なった状態を描けば円が重なって何のことやら判らなくなる。これを避けるために“休め”の姿勢で描かれているだけである。

これをマトモに(各ピストン弁がその中心を弁座中心に置く状態で)描けば図 10-3 のようになる。

図 10-3　C53 における弁装置の配列(前方および上方から見て)

多賀裕重「新形三気筒急行機関車に就て」(『機械学会誌』第 31 巻 第 134 号、1928 年)、第九図。
弁室ピッチと整合させるため、大小連動テコが一直線をなす位置で描かれているため、連動大テコの肉抜き孔は省略されている。

テコの寸法と弁心棒の位置とは当然ながら一致しているのであって、何処にも敢えてオフセットされた箇所など無い。こんなことは寸法の入った図面をチェックすれば直ちに判明する事実であるが、ことの序でに C53 現役当時、現場に向けて発せられた指示を引いておこう。

> 連動テコを取付けるにはナット又は座金の厚さを加減し、出来得る限り大小２個のテコの中心線を一直線となし、且つこの中心線が弁心棒の中心線と直角となる様にしなければならない。テコの位置が区々の傾きをして居ると連動テコの傾きに依り内側

弁の運動に誤差を生ずるからである(『最新 機関車検修工学』294 頁)[182]。

勿論、これは中央気筒のクランクを死点に置いてからなされる組付･調整に関する指示である。

なお、多賀裕重は Gresley 合成弁装置においては接合ピンの隙間による中央弁の徒動が摩耗の進行と共に大きくなること、摩擦力と慣性力との相互作用の結果として生ずるこの徒動の結果、中央弁の行程が低回転＝弁行程大なる時には正常値より相対的に小となり、高回転＝弁行程小なる時にはこれより大となるという一般的傾向について考察した(多賀前掲「三汽筒機関車弁装置の計算に就て」)。

多賀は、C52 における連動大テコの 603 : 1205、連動小テコにおける 279 : 283 という半端なレバー比が徒動に対する補正設計＝新製時における中央弁行程追加措置として理解可能である点について指摘した上、当時、開発過程にあった C53 において可能な実施例として、連動大テコのそれを 598 : 1180、連動小テコのそれを 252 : 258 とする場合の計算例を提示している。

もっとも､この設変はテコの寸法だけではなく､弁室中心線ピッチの 500:1550 から 510:1520 への変更を余儀無くするものであるため、その後、彼自身が発表した図(本稿図 10-3)に示される通り、結局は採用されず仕舞いに終った。恐らく、その試験さえ実施されはしなかったのであろう。

C52 流の補正設計は高回転時のオーバーラン傾向を強めるものであるから、C53 におけるその不採用は一応もっともな妥協策として理解することが出来る。因みに、Gresley パシフィックにおいては連動大テコのレバー比 $2'\ 0^{11}/_{32}''$: $4'\ 0^{11}/_{16}''$、小テコのそれは $1'\ 0^{1}/_{2}''$: $1'\ 0^{1}/_{2}''$ という全く異なる妥協が採られていた。それでもなお弁装置設計との絡みで付言するならば、C52 には 1750mm 動輪が、C53 の合成弁装置にはもう少しマシな軸受が採用されておれば、と悔やまれる。

(2)C53 における“金縛り”に係わる諸問題

続いて取り挙げられるのは C53 の Gresley 式弁装置の性能に係わる問題である。而して、ここに言う“金縛り”とは発進時、機関車が進退不能に陥る事態を指し、かつ、その本質的原因は弁装置の設計ミスに在ったと考えられる。

先ず､“金縛り”事故の顛末から述べておくべきであろう。1928 年より製造された島の処女作 C53 には停車時にクランク角度が悪いと列車引き出しはおろか単独退行することさえ出来なくなるという、恐らく類稀と言える悪癖が仕組まれてしまっていた。このため、C53 は本線上で少なくとも二度、この種のトラブルを発生させることになっている。

その初回は製造開始後間もない､つまり､各部の摩耗による狂いなど考え難い 1928 年 11 月、京都駅、東海道本線上り列車、二度目は 1935 年 4 月、岡山駅、山陽本線上り特急列車

182 なお、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、108 頁にもほぼ同様の指示が見られる。

での出来事であった[183]。

初回事故時の列車は 1928 年 11 月初旬の上り 8 番列車であった。これが京都駅を発車しようとした時、前進不能に陥り、退行を試みても微動だにせず、何度か繰り返す内にこともなげに発車出来たという椿事がそれであった。当時は昭和天皇即位式に関連した特別列車が頻発しており、その運転監督のため出張中の大阪運転事務所、運転監督礒田寅二がその場に立ち会っていた。

問題の C53(番号不明)は梅小路機関区にて調査された。現車調査を任されたのは当の今村であった。今村は各クランク角毎にピストン弁の位置を調査し、最もトルクがやせるクランク角を割出した。この位置は前後進とも左側クランクの前方死点付近であった。とりわけ、左側クランクが前方死点を約 7° 過ぎた辺りに機関車自体の走行抵抗に打ち勝って前進することも退行することも出来ないトルクの谷間がある事実が突き止められた。

図 10-4　左クランクが前方死点過ぎ 7° にある時のクランク位相

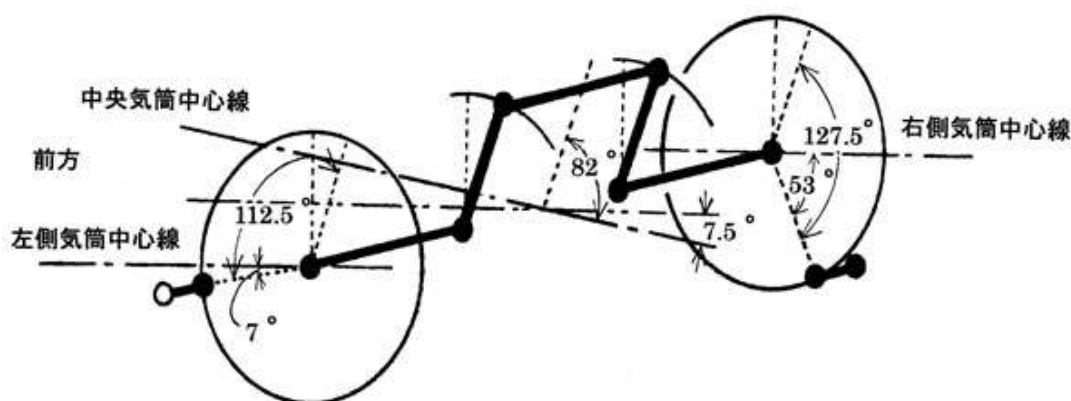



図 10-4 をご覧頂きたい。今村に拠れば、この時、前進しようとしても左側気筒のクランク角は浅いため､起動トルクは僅かしか発揮されない｡右側気筒のクランクは後方死前 53°にあり最大カットオフ 77.7%の点を過ぎているため、フルギヤになっていても蒸気は供給されないので出力ゼロである。僅かに中央気筒のみ、そのクランクが(勿論それ自身の)後方死点後 82° に位置するから、太いトルクを発揮出来る位置にある。しかし、この 1 気筒のトルクだけでは列車を牽き出すには足りない。

逆に、後退しようとしても、左側気筒には背圧がかかり、僅かながら逆転(前進)側に駆動力を発生し始めていた。中央気筒は既に後進 76%の最大カットオフ点を過ぎ、カットオフされている。右側気筒は大きなトルクを発揮するが、この左側の逆駆動力発生のため、単独退行すら出来なかったのである。

---

183 C53 における“金縛り”事故の状況、直接の原因、定置試験結果については今村一郎『機関車と共に』141~150 頁、参照。

２度目の事故は 1935 年４月 26 日、C5360 牽引の山陽本線上り特急列車が岡山駅に到着時、停車位置が手前過ぎたため、再給気の後、停車した際に起った。これにより連結器の緩衝バネは緊張状態に陥り、牽き出しに困難な状況が準備された。折悪しく、左クランク角は前方死点過ぎ約８°となっており、果せるかな、C53 は出発不能に陥った。

機関士は単独退行を試みたが、客車の連結器緩衝バネが幾分なりとも手伝ってくれていた筈であるのに、C53 は微動だにしなかった。機関士は救援機関車を手配する一方、再試行を繰り返し、遂に連結器を解放し、単機、起動を試みて成功した。その後、列車に連結して牽き出しを試みたところ、これにも成功したが、大事をとって救援機関車に付け替え、列車は 48 分遅れで出発した。

この２度目の事故に際し、原因究明に当らせられたのは又しても今村であった。彼はクランク角とピストン弁の位置を図式化すると共に、これに基づいて３つの気筒の図示牽引力を算出し、クランク角の推移と総駆動力の変動との相関を明らかにした。ピストン弁の位置は設計値とは相当乖離しており、弁装置のガタと調整不良を窺わせた。

探求の結果、既に初回の事故解析でも定性的には明らかになっていたことであるが、事故当時のクランク角において、左側気筒が 1230kg の逆転駆動力＝負の牽引力を発揮しており、これが右側気筒から発生する 5900kg の駆動力を食い、総牽引力を 4670kg に減殺している事実が判明した。

今村は C53 の出発抵抗を様々なクランク角毎に調べ上げ、当該クランク角における後進の出発抵抗が 4700~4800kg であることを突き止めた。これにより、当該のクランク角において駆動力が機関車自身の起動抵抗を下回り、論理必然的に出発不能となることが明らかにされた。

結局、直接的原因は究明されたものの、この問題についての具体的な対策は何一つ講じられなかった。それは対策を案出して現場に通知すれば欠陥設計を公認することになったからであったのかも知れない。ともかく、今村は口を閉ざしているが、初回の事故の発生タイミングからして“金縛り”の本質的原因が摩耗によるガタの増大や調整不良にあったとは考え難いという点を強調しておきたい。

となれば、全く逆に、“金縛り”事故の真の原因が開発段階における弁線図等に係わる基礎的検討や試験の不備ないし欠如にあると考えるのが順当だということになる。では、奈辺に瑕疵が在ったと考えられるのであろうか？

表 10-1 をご覧頂きたい。仮にも 1600mm から 1750mm へと動輪径を増した＝低回転・低トルク化させたにも拘わらず(13kg/cm^2 から 14kg/㎠ への蒸気圧上昇では補償不足)、弁線図をそのまま引き写していたとすれば杜撰極まる行為と誹られるに足ろうが、表の数字は C52→C53 丸写し仮説の疑念を払拭するに足るデータとなっている。つまり、C53 の弁線図は C52 のそれの丸写しというワケではなかった。

表 10-1　鉄道省の蒸気機関車における機関回り主要諸元

型式	製造初年	軸配置	動輪径	蒸気圧	気筒径	弁直径	弁行程	給気ラップ	リード
			mm	kg/cm²	mm	mm	mm	mm	mm
C11	1932	1C2T	1520	15	450	220	133	30	4.3
C12	1932	1C1T	1400	14	400	220	156	30	4.3
8620	1914	1C	1600	13	470	200	115	27.8	3.2
C50	1929	1C	1600	14	470	220	167	30	4.3
C51	1919	2C1	1750	13	530	254	136	32	2.0
C52	1925	2C1	1600	13	450	228	—	23.7	5.6
C53	1928	2C1	1750	14	450	220	136	30	6.65
C54	1932	2C1	1750	14	510	250	146	30	4.9
C55	1935	2C1	1750	14	510	250	146	30	4.9
C56	1935	1C	1400	14	400	220	156	30	4.3
C57	1938	2C1	1750	16	500	250	146	30	4.9
C58	1938	1C1	1520	16	480	220	152	30	4.8
C59	1941	2C1	1750	16	520	280	148	30	5.3
9600	1913	1D	1250	13	508	254	110	25	3.6
D50	1923	1D1	1400	13	570	280	136	32	2.0
D51	1936	1D1	1400	14	550	250	146	30	4.8
D52	1943	1D1	1400	16	550	250	146	20	4.9

主として藤田『蒸気機関車の設計と構造理論』巻末付表による。C52 の弁径については鉄道史資料保存会『8200 形(C52 形)機関車明細図』1995 年、65 頁、ラップ、リードについては鉄道運転会『機関車便覧』通文閣、1943 年、120 頁より。その弁行程を 133mm とするネット情報も見られるが、ウラは取れていないので不明としておく。

なお、C53 のリードについて『機関車便覧』は 6.6mm としているが藤田の数値を採用した。これは『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』43 頁の数値とも一致しているからである。

D52 の弁行程については天王寺鉄道管理局『機関区従事員必携』大鉄図書、1951 年(本多邦康氏所蔵)、338 頁、より。なお、戦後生まれの C62 の機関部は C59 と同一である。

その反面、数字は鉄道省工作局においては蒸気機関車の命たる弁線図(バルブタイミング)の本格的見直しが主力２気筒旅客機の軽パシフィック(C51,54,55,57)から重パシ C59 への増強過程でただの一度、C54 開発時にしかなされていない事実をも教えている。『鉄道技術発達史 V』に、昭和初年、島秀雄によって弁線図描画法が革新され、原寸図を描いた従前の「原始的」方法からの脱却が果たされた旨、と誇られているが(271 頁)、その後の数字を見れば、この時確立したものがほぼ、そのまま使い回され続けているのである。これを内燃機関の世界に喩えれば、排気量と圧縮比の向上を他所に、弁開閉時期に手が加えられなかった、という信じ難い事態である。もっとも、内燃機関でもその最高回転数が制度的に規制され

ていたとすれば、どうなっていたか知れたものではないのであるが……。

但し、そうした状況下、如何なる理由に拠ってか C53 には鉄道省、国鉄の全蒸気機関車中最大にして短足を蔑まれた C52 の 5.6mm を２割近く超えるばかりか、C51 の 2.0mm の 3.3 倍に当る 6.65mm という特大の“リード”が奮発されていたことが判る。これは準軌の満鉄ミカニにおける 4.763mm(左右前方)、4.366mm(左右後方、中央前後)や、遙かに高回転型であるかの Gresley A4 の 3.175mm と比べても格段に大きな値である。

繰返すまでもなかろうが、リードとはピストンが死点に達した時、既に蒸気孔がどれだけ開いているかという開き寸法を示す数値である。内燃機関で言えば、上死点前何度で吸気弁が啓開するかと同義であり、この値が大きいものほど高速機関に属する。

しかし、蒸気機関車は定格回転性能だけを云々して済む原動機ではなく、静止状態から有負荷で起動する点だけを取って見ても、「其の境遇に於て据付機関と同日の論にあらず」と言われるに足る原動機である。それにこのリードとあっては“過大リード”も甚だしく、浅いクランク角からの起動時において当該気筒に背圧が働き、それにより総起動トルクが減殺されることぐらい有って当然である。仮令、弁装置のコンディションに問題が発生していたとしても、根本問題は基本設計自体にかかる不具合に起因する悪影響を増幅させるような遺伝子が組込まれていた事実にこそ求められねばならない。

クランク角の不調による牽引力不足は蒸気機関車においては頻繁に起きる現象であり、現場では“出渋り”と言い習わされていた。しかし、２気筒機関車の場合、微退行してクランク角を改め、かつ中間緩衝器バネを圧縮すると同時に連結器緩衝バネを弛緩させることにより容易に牽き出し可能となるのが通例であった。C53 の場合は時に単独退行すら叶わなくなったのであるから、“渋り”どころか正真正銘の“金縛り”であった。

こんなモノを押しつけられたのでは現場は迷惑の極みである。川上はこの“金縛り”現象発生の噂が乗務員たちの間に広まった様子を「何人もの乗務員がそういうので、ぜんぜん、根も葉もないないことではなさそうであった」と述べ、後年、今村の著書によってコトの真相を把握した経緯を書き残している。この噂が広まった時期について川上は明言していない[184]。

もっとも、筆者は著名な鉄道史研究家、湯口 徹氏から、「親父が大昔下関機関庫で機関庫主任時代、C53 での引き出し(発進)不能が何度かあった、と酒をのみながらポツリポツリ話をしていた子供の頃の記憶があります。クランク角度が 120 度で、なぜ引き出しが出来ないのか不思議でしたが……詳しく聞いておかなかったのが悔やまれます」との私信を頂戴している[185]。

してみれば、単に２件の事故の噂が広まったというだけではなく、それ以外にも C53 は

---

184 川上『私の蒸気機関車史』下巻、341 頁、参照。

185 1933 年６月末時点の記録であるが、門司鉄道局 下関機関庫には 21 両の C53 が配属されていた。川上『私の蒸気機関車史』下巻、309 頁、表 21-2-B、参照。

アチコチで“金縛り”を演じていた、と考えるのが順当であろう。さもなくば、C53 が速度も牽引重量も小さいお召列車の仕業から一切外される、などという不名誉を担った筈はない。

C53 の“出渋り”については本山邦久も３気筒機関車の特徴を一般的に論じた条項の中で、

> 二気筒に多く見る處のクランクが死点の位置で停車して牽き出し困難であるに反し、クランクの角度が 120 度を保つて居るから如何なる位置に停車するとも牽き出しの困難の場合が少ない。但し、二気筒に比し、気筒直径が小さいから力が不足し事実は出渋るることが多い。

などと意味深長なコトを述べている(『機関車用 弁及弁装置 1931 年増補改版』208 頁。傍点引用者)[186]。

この同時代の記述からも C53 における公知の“金縛り”事故は氷山の一角、と考えられるワケである。

C53 は 1750mm 動輪の採用という点から観れば C52 より目的意識的に低回転型に振った機関車と認められる。しかし、次章で明らかにされるように、ボイラ蒸発量と気筒牽引力との比という点から観れば、C53 は極度に高回転型の機関車であった。そんな C53 の設計に際し、何故、6.65mm などという A4 の２倍に余るリードが与えられたのか？ 残念なことに、島はこの問いに答えることなく逝ってしまった。

鉄道省関係の文献にもこの点を明らかにしてくれるほど奇特な記事は見られないようである。少なくとも、初回の事故より約５ヶ月後に出版された件の西尾廣義『三気筒機関車の研究』(交友社、1929 年４月)を見れば、'29 年当時、工作局の機関車設計技術者たちが３気筒機関車 C53 にまつわる“金縛り”問題に全く気付いていなかった、あるいは“頬かむり”していた事実は確認出来る。そこでは“３気筒＝起動トルク強大”説が一般論として吹聴されているのみだからである[187]。

同書「自序」に見る「鳩の巣のやうな小學校を卒へて、活社會入りの第一歩として鐵道の門をたゝき職を奉ずること此處に十有七年」との記述や、その著書に後の工作局長徳永晋作が「添削」を加え、元工作局長である「秋山正八閣下」が「序文」を寄せてくれたとの謝辞、また、その「序文」において秋山が「本書は鉄道省工作局車輛課技師島秀雄氏の閲覧を經られたることによりて其の内容の正確にして充實せるものなることを推察することが出来る」と述べている点などから推し量るに、著者、西尾廣義が同書出版当時、工作局車両課に籍を置く叩き上げの現役技術者であったと見てまず間違いは無い。

因みに“閣下”とは帝国憲法下の官吏制度においては一、二等高等官＝勅任官に対する

186 本多邦康氏所蔵の旧版との照合に拠れば、この「但し」以下は増補改版における追加挿入である。

187 同書、56~60 頁、参照。なお、同書には両面印刷１枚モノの「序文」が貼り込まれた個体とこれが当初から欠落していたと思しき個体とがある。この事実から、秋山の「序文」が同書出稿後、急に手配可能となった経緯が透けて見える。

敬称であった。勅任官の下に三〜九等高等官たる奏任官が位階をなし、ここまでが今日の所謂キャリア組に相当する。ノンキャリア組における栄達の上限は大きな機関区の区長辺りで、名古屋機関庫主任、瀬戸義太郎や宮原機関区長、礒田寅二のように高等官待遇されていた者も見受けられる(礒田の場合、技手一等、高等官七等)。中以下の機関区長はその下の判人官で技手二等、同じく古参機関士や技術掛、検査掛、技工長で試験に合格した者も判人官で、技手三〜六等にランクされていた。高等官と判人官との間には厳然たる階級格差が存在し、食堂も別とされていたが、人間の使い捨てを平然と行わしめた鉄道省階級制度の裾野は更に鉄道手、雇員(月給制、中等学校･工業学校卒業者はここから)、雇員(日給制)、傭人(日給制、義務教育修了者はここから)へと広がっていた[188]。

188 『昭和 15 年 8 月 15 日現在 職員録』大阪鉄道局(本多邦康氏提供)、川端前掲『ある機関士の回想』6~7 頁、参照。

XI. C53 から C59 へ

(1)台枠の設計と開発におけるストーリーについて

反･国鉄史観的論点の一つ、即ち台枠等、重要部品の強度不足は３気筒機関車論としての本稿の流れからすればやや傍系に当るかに見える。重量に関して厳しい著しい制約の下に設計される細長い台枠は、それに作用する軌道および走行状態由来の非定常ストレスを受けながら機能し、機関車の全体を支え、まとめる重要な背骨の役割を担っている。しかし、そのことは２気筒機関車の場合でも３ないし多気筒機関車の場合でも変るところは無いからである。

それにも拘らず、C53 にはクランク車軸ウェブ、ロッド類、足回りと並んで台枠にも亀裂が多発した。たびたび参照する文献の中に、以下のような回想がある。

> 戦時中は、物資不足から部品の補給も事欠く始末で、休車中の機関車から取り外したり、キズが入っていてもそのまま使ったりしたこともあった。
>
> キズを早く発見できるようになったのは、いぶし検査を考案したからである。汚れをきれいに落として石油に浸したあとガスランプ((アセチレン))の炎でいぶすと、キズの部分が浮き上がってすぐに発見できるのである。
>
> その頃花形だった超特急の「つばめ、はと、さくら」などを引っ張っていた C53 型式も、昭和３年から６年頃の製造で老朽化しつつあり、たびたびこのいぶし検査の網に引っ掛かった。連結棒その他ロット類はもちろんのこと、タイヤ、リム、台枠にまでキズが発見されたこともあったが、台枠にはペンキでキズ入りなどと書いてそのまま運転されていた(『SL と共に』16 頁)。

引用にある「炎でいぶすと、キズの部分が浮き上がってすぐに発見できる」というのは亀裂に浸み込んだ油が焼かれて炭化し、黒いスジとなって浮き出るからである。台枠の亀裂では、とりわけ気筒取付部の亀裂が C53 にとっての致命傷となった。そこかっら C53 固有の問題……設計上の欠陥、というハナシになるのは自然の流れである。

台枠を巡るトラブル全般について機関車工学会は、C55 における例を引きつつ、次のように述べている。

> 主台枠が運転中如何なる姿勢を採るか、即ち如何に歪むかに就ては最近種々の方法に依つて調査され明らかになつた。其の調査方法としては供試機関車に牽引力を発生させる為に別に荷重機関車を用ひて之のブレーキに依り適当に牽引力を調整しつゝ、給気状態に於ける歪を測定したものである。この結果に依ると台枠は運転中可成大なる歪を発生するもので､C55 形式の如きでも静止の場合に比して 4~5 粍位置を変ずる。之が原因としては台枠の剛度が不十分の為であると考へられて居る。従つて軸箱守扣(ひかえ)が強固に製作されて居るものに於てはこの歪の傾向は少ない。
>
> 尚この台枠の歪は線路の状況に依つて異り、路盤の硬い程大であると言はれ又ブレーキを使用する場合に生ずる衝撃も大いに影響するものである。
>
> ……中略……

主台枠に発生する疵は台枠脚部中第１動輪前方部分に殆ど限られて居る。元来主台枠に対しては機関車の構造から見て亀裂の発生が静止中に起こるやうな原因はない。従つて之等の疵は総て疾走運転中に於ける振動又は衝撃等の為に生ずる材料の疲労と見る可きものであらう。そして起動の際のシリンダ牽引力及曲線通過の際に最も大なる力を受ける前期部分に疵が発生するのであらう。勿論其の根本原因は台枠の強度及剛度の不足の為であり、之が防止策として軸箱守扣を強固にしたものは疵の発生が少ないやうである(『最新 機関車検修工学』217~218 頁。傍点引用者)。

この指摘を糧として反省してみれば、そのそも蒸気機関車の台枠の如き形状の大物部品は様々な外力を受ければ当然、大きく捩れ、撓むのであって、台枠とはそのように変形しながら機能を果たす他ないシロモノである。その過程において、局所的に疲労を生じ、亀裂を発生させること位、半ば当然であって、長年使われた後に亀裂が全く入っていないとすれば、その方が不自然……結果的に過剰安全率が計上されている、ということになる。

しかも、機関車工学会は測定技術の進歩について云々しているが、当時のわが国は台枠各部の走行中における変形のリアルタイムでの実測を可能にする抵抗線歪みゲージが実用化される以前の段階にあった[189]。

そうである限り、鉄道省の蒸気機関車の台枠に亀裂が入るのは当然のことであった。要は突然ワケの判らない壊れ方をせず、補修を経済的になし得ればそれで良い。

C53 には棒台枠が採用されている。棒台枠はそのサイドメンバの直上に重ね板バネとその“鞍”を据えることが容易であるから、総じてコンパクトで力の伝達経路にも無理のない懸架装置を設計するために有利な選択であった。

しかも、前掲図 5-6 を見るに、標準軌間の蒸気機関車においてさえ板台枠と重ね板バネとの組合せをクランク車軸支持に採用することは設計上、極めて窮屈であった。従って、狭軌の蒸気機関車において板台枠と重ね板バネとの組合せに頼ることは設計上、まず不可能であったと見て良い。つまり、棒台枠は C53 のような狭軌の３気筒蒸気機関車にとっては必須の前提であったということになる。

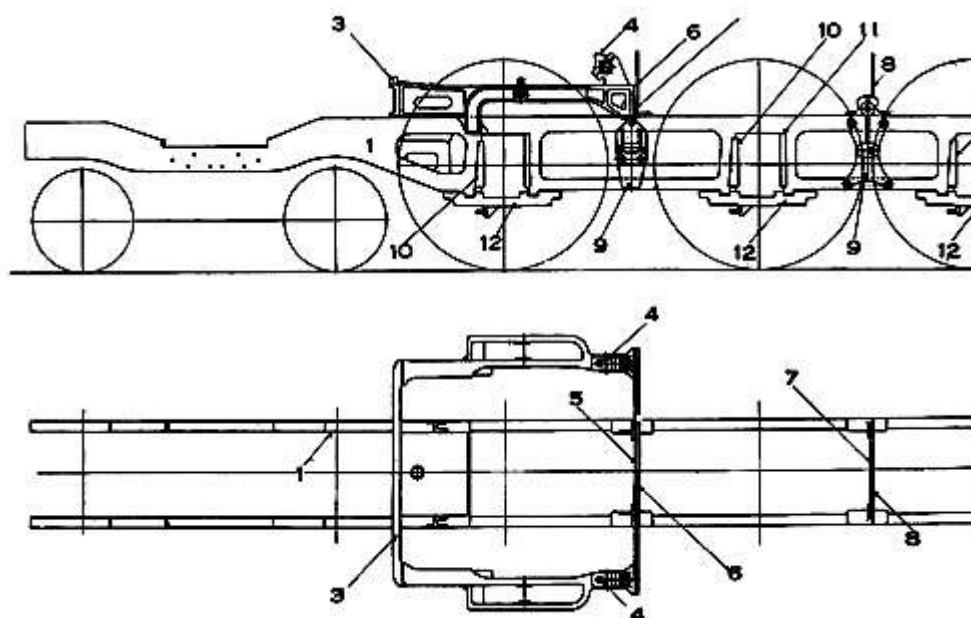
鉄道省の蒸気機関車における棒台枠の採用は 1923 年の D50 を嚆矢とする。しかし、実

---

189 導体の電気抵抗が引張による断面積低下によって高まる性質を利用して物体の伸びを測るシール状の小片。海外での実験室的開発は 1912 年に遡るが、わが国では 1949 年の鉄道技術研究所による使用が実用化の濫觴である。

もっとも、これさえわが国においては突出した成果であった。戦後、国産自動２輪車は世界を席巻するに至ったが、日本小型自動車工業会が自動２輪車フレームの強度基準作成のため各メーカーに試験車を提供させ、抵抗線歪みゲージによる動的応力の実測を行い、国産自動二輪車のフレーム設計技術の進歩に役立てたのは実に 1957 年のことであった。J.Yarnell/川口寅之輔･永倉 充訳『ストレーン･ゲージ』コロナ社、1953 年、訳者まえがき、緒言、第１章、交通新聞編集局編『新しい鉄道の探求 鉄道技術研究の課題』交通協力会、1959 年、61 頁、蔦森 樹『W1 FILE』山海堂、142~151(特に 143~144)頁、参照。

のところ D50 についても御多聞に漏れず「第 1 動輪のフレームレッグに傷の発生するものが相次いで起」(今村『機関車と共に』133 頁)っていた。

図 11-1　C53 の主台枠前方部

C53 とは特記されていないが、動軸間隔等から C53 以外ではあり得ない。気筒取付孔は筆者追加。
機関車工学会『最新 機関車名称辞典』78~79 頁、第 66 図、より。

C53 には C52 のそれを参考にした、図 11-1 のような棒台枠が与えられた。しかし、その棒台枠たるや D50 における経験が反映されているにしては非常に華奢な造りのように見える。そのプロフィールが線の細さを感じさせるだけではなかった。“棒”台枠と言っても、その実態は厚い鋼板の所々を刳り抜いたモノに過ぎないのだが、何と、その板厚は C52 の 102mm に対して敢えて D50 と同じ 90mm にまで落とされていた。

これは海軍や満鉄辺りと奪い合いの構図が出来ていた国産鋼材における寸法上の制約と関連した止むを得ざる措置であったのかも知れぬが、ともかく、この板厚ダウンは事実で

あり、ここにC53脆弱説の根拠の一端が在るように見受けられる[190]。

もっとも、その後の経過からは事実がやや異なった側面を呈しているようにも見える。即ち、板厚の点においてはD51や後継機C59はおろか、気筒牽引力において我が国最大を誇るD52の台枠も、C53と同じ厚さで設計されていた。C59とD52については当初から資材調達難に鑑み、圧延鋼と鋳鋼両様の設計が施されていたが(『鉄道技術発達史 V』338 頁)、この点を措くとしても、単純に板厚の面からC53の台枠が劣ったとも言い切れないのである。

そこで、C53 における台枠の損傷は、となるのだが、この機関車について特に問題とされたのは、先にも触れた通り、如何にもか細くひ弱そうに見える気筒取付部(上図、先輪の間)であった。

また、機関車工学会は一般に台枠の亀裂は第1動軸の軸箱収容部の気筒に近い側のコーナー(左端の“10”の上)に集中的に発生した、そして“軸箱守扣”即ち“12”の強度が高いモノほど台枠の亀裂発生頻度は小さかった、と述べている。D50 に関する今村の言も同じ部位を指している。

図を見ればかかる一般的傾向など、敢えて語られずとも看取されるところである。何しろ、この部分はピストンに作用する蒸気圧が動輪クランクピンを押す際の反力が集中的に作用する、つまり、気筒が台枠を引張り、僅かに上に反らせ、「⊓」状の開口部をこじ拡げようとする力の集まる部位だからである。それ故、C53 においてもこの箇所が全く無傷であったなどと信ずべき理由は無い。

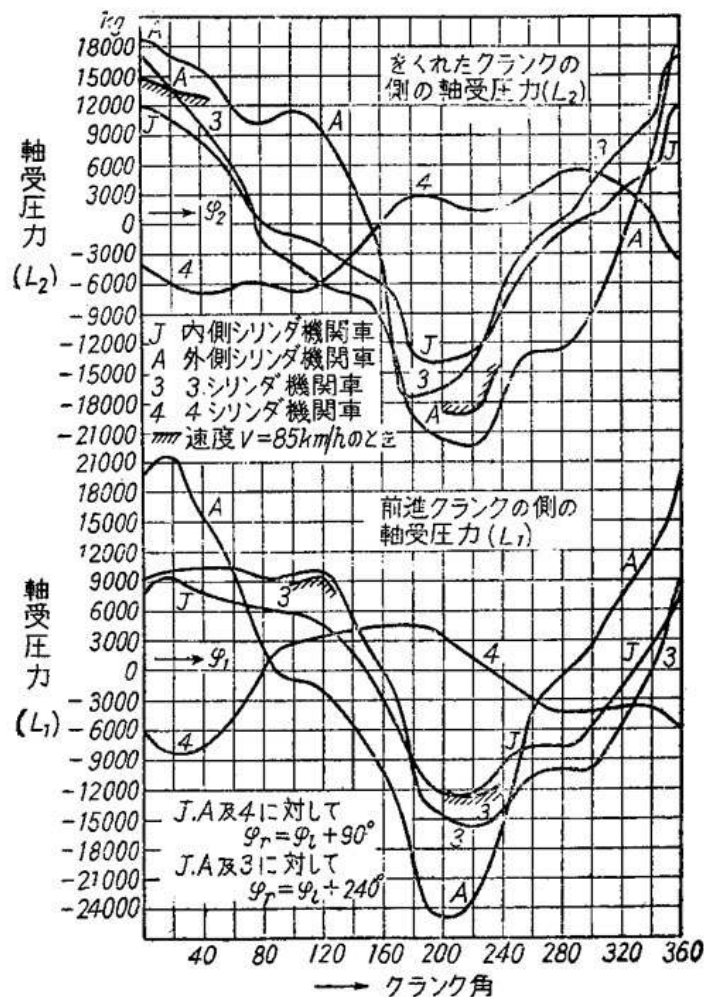
以上、２つの部位に関する損傷について理論的に考察してみよう。台枠設計上、留意されるべき第1点は、図 11-2 に示されるように、ピストンに対して作用する蒸気圧によって台枠(車軸軸受)に加えられる力の水平分力の大きさ及びその変動幅は外側気筒式２気筒機関車の場合よりも３気筒機関車における方がかなり小さく、それ故に３気筒機関車においてはヨリ軽構造の設計が可能となるということである。勿論、内側･外側気筒が比較されているのは圧力がモーメント荷重として現れるからである。

図 11-2　ピストンに作用する蒸気圧に起因する車軸軸受への水平方向圧力の変動

---

[190] 鉄道史資料保存会、『8200 形(C52 形)機関車明細図』1995 年、102 頁、『C53 形機関車明細図』2000 年、120 頁、国鉄 SL 図面編集委員会『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』76 頁、参照。

因みに、さまでしても台枠左右メンバ間の有効内寸は 720mm にしかなっていなかった。「狭い所から身をよじるようにして中へ潜って作業したので、ナッパ服((浅黄色した木綿の作業服))が油でべとべとに汚れてしまいました」(『SL と共に』10 頁)との回想も頷けよう。まさに、スチブンソン式弁装置を有する B6と並んで、この C53 の中央気筒回りは技工泣かせであった。

なお、蛇足ながら、満鉄直営の鞍山製鉄所は 1929 年の昭和製鋼所建設により銑鋼一貫体制への歩みを開始していたが、その名称の通り内地向け銑鉄生産の拠点であり、鋼材の生産量は僅かであった。

横堀進『鉄道車両工学』共立出版、1955 年、62 頁、第 4.39 図。

ところが、これだけではメダルの片面に過ぎない。これとは全く対照的な第 2 の局面として、C53 絡みでは殊更言い訳がましく響く弁装置の不調による中央気筒の発生出力過大が生じた場合、上に見た 3 気筒なるが故の利点は相殺されるばかりか逆転されかねない、という点にも注意が払われなければならないからである。

先ず、この不均等によって単に気筒牽引力変動における振幅が、従って台枠に主として前後方向に作用する振幅応力の強度が増す。次に、前進方向に対して気筒軸と同一の迎え角を有する中央気筒牽引力の反力は台枠前部を引張る水平分力とこれを直接こじ上げる垂直分力とに分たれ、後者は気筒取付部を吊上げようとする力、即ち、第 1 動軸「冂」状開口部、左上コーナーを直撃するモーメントとなる。

ここで前掲、図 8-1 によって C53 における気筒ブロックの台枠サイドメンバへの取付位置を御確認頂きたい。一層悪いことに、台枠取付ボルト孔 8 つの内、両端に位置するそれの中心を結んだ線に対して左右気筒の軸は下方約 70mm に、中央気筒のそれは中心点で上

方約 530mm に位置していた(因みに C52 においては夫々63mm、622mm)。つまり、双方に生ずる牽引反力は上下から相協調してこの取付部をこじり回す両振れのモーメント荷重を発生し続けずには済まないようになっていた。

この観察所見から顧みれば、中央気筒を左右気筒より後退させた Gresley パシフィックの設計(図 5-1、5-8)は中央気筒牽引反力の発生位置と左右気筒のそれとを分散させ、かつ前者の垂直分力が台枠の第1動軸軸箱収容部をこじ開けようと作用する際のモーメントアームを大幅に、ほぼ半分程度へと短縮させる非常に優れた台枠設計上のアイデアとして評価されねばならない。3個独立に分割された気筒群の取付ボルト配置にも板台枠ならではの広い面積が活かされ、余裕が与えられていたようである。

逆に言えば、気筒と第1動軸との距離が大きくなる2軸先台車と3つの気筒を集中させる Alco 的方式とを組合せようとする場合、如何にも間伸びした格好にならざるを得ない台枠の気筒取付部、並びに第1動軸開口部の強度に対する余程の配慮が必要となる、ということである。それにも拘らず、C53 の設計においてはこの点、とりわけ台枠厚みの 12%ダウンを決行したにも拘らず、前者に対する応分の配慮が欠けていた。これらの事実こそが C53 に引導が渡される直接的原因ともなった台枠亀裂多発の淵源に他ならない。

もっとも、それが 20 年ばかり酷使された果ての亀裂であるとするならば、それほど目くじら立てるほどの問題でもなかったであろう。機械の設計は所詮、そのような経験を通じてしか進歩しないモノである。

生産基数の少ない舶用大形ディーゼル機関などは1基1基が試作品に近い存在とならざるを得ない。設計陣は従来型の製品における応力のレベルと損傷履歴を検討し、性能向上に対するマージンを与え、安全率を見込んで新型機関の強度設計を行う。

しかし、それでも時として、あるいは何れ、損傷は起きる。しかも、このような開発手法から当然予想されるように、そういった損傷の現れ方にはブランドや型式毎の歴史的個性が投影されている。

舶用機関は“板子一枚下は地獄”の世界に投ぜられる。舶用機関ユーザーは一般に保守的でブランドロイヤリティーが高い(特定銘柄贔屓の傾向が強い)、などと評されるが、それは当然の帰結である。あるブランドの作品にはそれ固有“癖”とでも形容されるべき損傷パターンが現れる。そして、ユーザーの許にはそれらに対する対策技術が蓄積されている。この伝家の宝刀こそが危急時に彼らの積荷と船と命とを守るのである。それあればこそのブランドロイヤリティーであって、単なる好悪や保守性云々のハナシではない[191]。

---

191 舶用機関の損傷特性と対策技術については、これを部位別に総括したものとして『中･大形ディーゼル機関の損傷と対策』(『内燃機関』Vol.9 No.98 1970 年6月号臨時増刊、山海堂)、ブランド別に展開したものとして日本船舶機関士協会技術委員会編『大型ディーゼル機関のチェックポイント』成山堂、1980 年、日本海事協会に集積された蒸気タービンプラントからディーゼルプラント、軸系、補機までに亘る事故データを徹底的に体系づけた労作として星野次郎『機関損傷解析と安全対策』成山堂、1999 年、などがある。

しかし、先に引用の対談にも登場した元名古屋機関区指導機関士 羽多野勝三はC53の特急機関車としての晩年について、次のように語っている。

> 昭和 15 年、C53 最後の特急運用の年でもあり、３気筒のドラフトを轟かせ、沼津~京都間に活躍をした。しかし、この頃になると、C53 も台ワクのヒズミ、キズが発見されるようになり、名古屋機関区の保守関係者は、特急専門のプロジェクトチームを作り、特急運用に支障がないよう万全の体制で取り組んだ。
>
> C53特急を昭和３年以来10年以上ほとんどたいした事故もないまま無事運転されたのも、ほかならぬこれら保守関係者の血のにじむ努力があってこそである。
>
> その苦労は乗務員の比ではない。台ワクのひずみが軸焼を誘い、修正しても修正しても発熱をおこして、技工長や技工が台ワクの中へ入り、給油して走ってきたのもこの頃である(西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』78 頁)。

本節冒頭の引用に加え、上の引用が明らかにしているように、C53 の台枠における亀裂は既に昭和 15 年以前、即ち、製造後十年ほど経った頃から相当深刻な状況に陥っていたワケである。C53 の廃車年次に事寄せて“使用後 20 年を経て台枠に亀裂”云々といった台詞が語られることがあったとすれば、それは満身創痍の C53 への行き過ぎた餞(はなむけ)と形容されねばならない。

鉄道省･国鉄は一個の小宇宙をなすが如き共同体であったから、ブランドロイヤリティーどころか、あったのはズブの忠誠心だけである。それへの裏付けとして工場から機関区まで、現場には損傷対策、対応の術も蓄積されていた筈である。それが効を奏さないほど C53 の損傷は酷かったということであろう。

戦時下、逆風は更に強まらざるを得なかった。即ち、潤滑油の質は著しく低下し、軸箱パッドの粗悪化(混紡率向上)によりその保油性さえもが低下を来した。現場では廃油の再生など、現在に持って来ても通用しそうな努力が繰り広げられた。しかし、やがては軸受合金であるバビット･メタルは錫含有率の低いモノへと置き替えられて行かざるを得なくなった。かような逆境下、弁装置のボルト弛緩から運転不能に陥るといった初歩的整備ミスも加わり、C53 のみならず、鉄道省の車両全般の保守水準は低下の途を転がり落ちて行った[192]。

(2)車両限界と機関車断面構成

特急列車牽引時には走行中、台枠の間にヒトを忍ばせて給油させたとの逸話まで有する鉄道省の鬼っ子、C53 は戦時体制下ゆえの延命機会を得たものの、戦時中、そのコンディションは悪化の一途を辿り、戦後は相次いで休車状態に陥り、1950 年までに全て廃車となった。

表 11-1 は 1945 年も敗戦間近となった姫路機関区においてまとめられた同機関区並びに

---

192 西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』109、294 頁、参照。鳥栖機関区において考案･実施された低温低圧蒸留による廃油再生事業については松原前掲『蒸気機関車とともに』159~162 頁、参照。

配属機関車たちの稼働状況を示すデータの一部である。これらの数字からは当時、C53 が置かれていた厳しい状況が如実に浮き彫りにされている。

表 11-1　C53 を含む姫路機関区在籍蒸気機関車の 1945 年 1~4 月における休車状況

	型式	配属	工修休車		六検休車		区修休車		休車率
		両数	両	延日数	両	延日数	両	延日数	
1月	**C53**	**5**	**1**	**3**	**-**	**-**	**13**	**64**	**0.43**
	C59	9	5	16	-	-	17	35	0.17
	D51	34	3	14	-	-	35	130	0.13
	D52	23	2	13	-	-	22	100	0.16
	計	71	11	46	-	-	87	327	0.17
2月	**C53**	**5**	**3**	**29**	**-**	**-**	**6**	**17**	**0.33**
	C59	6	-	-	-	-	5	27	0.16
	D51	29	1	5	-	-	14	62	0.09
	D52	24	-	-	-	-	24	138	0.21
	計	64	4	34	-	-	49	244	0.15
3月	**C53**	**7**	**-**	**-**	**1**	**14**	**10**	**45**	**0.24**
	C59	6	-	-	2	30	5	6	0.19
	D51	29	5	31	2	14	17	74	0.13
	D52	24	4	45	4	40	20	94	0.24
	計	65	9	76	9	98	52	219	0.19
4月	**C53**	**7**	**1**	**9**	**1**	**9**	**8**	**55**	**0.35**
	C59	7	-	-	1	7	3	6	0.06
	D51	28	2	8	3	23	7	59	0.11
	D52	28	2	29	2	11	7	16	0.07
	計	70	5	46	7	50	25	137	0.11

国立公文書館 アジア歴史センター 『昭和二十年五月現在　姫路機関区概況』より。一部、明らかな計算ミスは訂正してある。なお、休車率＝総休車日数÷(在籍両数×月日数)　例えば１月の C53 の場合、(3+64)÷(5×31) = 0.432…。

なお、この資料について御教示下さった本多邦康氏に拠れば、「これは連合軍返還の旧陸軍資料だが、鉄道連隊資料の中の内地機関区参考資料ではないかと思われる」とのことである。

無論、この表に言う“休車”とは検修期間中の運用休止状態の謂いであり、それは上に述べた休車状態(当面運用から外れる第一種休車→廃車を前提とした第二種休車)とは区別されねばならない概念である。

それにしても、24~43%などという休車率を見れば、既に当時、C53 は世が世なら除籍対

象としてノミネートされていても可笑しくないような状態に在ったことが判る。

その C53 に取って代わったのが表 11-1 中にも健闘を示す数字となって顔を覗かせている C59、即ち島の片腕、北畠顕正を主任設計者として開発された重パシフィックである。しかし、これも程無く、ヨリ強大なボイラを持つハドソン、C62 に代替されることになる。

C59、C62 に対する島の評価＝国鉄史観については前に掲げた通りであるが、前者については要するに、「C53 の代機として多年蓄積した技法を具現した理想機として現れ」、た「太い大きなボイラを、スッキリした２気筒の走り装置の上にのせた C59 の端正な姿は、わが国の蒸機技術の粋ともいうべき洗練されたものであって、その軽い転り、扱い易さ、そして美しさは最後期の蒸機史を飾るものと言ってよい」ということになる。

ところが、反国鉄史観においてはそれが「鉄道省、国鉄を通じ、３シリンダー機関車の製造はおろか設計すらなくなり、日本の蒸気機関車は単純堅実だが性能向上の限界が高くない２シリンダー機関車のみに限定されることになった」という正反対の評価、堕落の烙印を頂戴することになっている。

C53 から C59 への転換＝３気筒から２気筒へ、という開発方針の逆転を正しく評価するのが本章の狙いである。そして、それには鉄道省とそれ以外、例えば英米の車両限界と蒸気機関車設計との関連性について単純な事実を確認しておくことが大前提となる。

先ず車幅/軌間比から検討してみよう。鉄道省の車両限界における最大幅は線路改良の遅れを反映し、1929 年７月以降、従前の 3100ｍｍから 3000mm へと改められた。但し、それでも足りなかったと見え、機関車(空気機関車を除く)に対しては同時期、旧規程に準拠した建造物を有する線区にも入線可能なように裾の部分を特に絞った“第一縮小車両限界”なるものが定められた。これにより、気筒部以下の最大幅は 2642mm に制限された。そして、この値を採ったとしても、車幅/軌間比＝2.476 となる[193]。

アメリカの鉄道における車両限界は会社毎に区々であったが、N.Y.C.鉄道における最大幅は 3125mm 程度であった。Niagara などの写真を見る限り、鉄道省におけるような縮小車両限界などというモノは定められていなかったようで、気筒側面はデフレクタ(除煙板)の面とほぼ一致している。そこでこの 3125mm をそのまま活かすとして計算すれば、車幅/軌間比＝2.178 となる。

かつての南満洲鉄道の車両限界は、高さはともかく、幅に関してはアメリカにおける最も大きな限界値に準拠していたため、N.Y.C.鉄道などより広く、3505mm もあった。然し

---

[193] 3000mm 化の年月については多賀祐重『鉄道車輌』6 頁、参照。“第一縮小車両限界” の制定年については 1929 年より製造開始の C50 の図面から判断した。

なお、鉄道省の蒸気機関車と同じ 1067mm ゲージの南アフリカ共和国の蒸気機関車とを比べる場合、20t 対 16t という軸重制限の差とともに、気筒部のサイズに対するこの“第一縮小車両限界”の制約という外生的条件の存在が考慮に入れられねばならない。南アフリカ共和国においても古くは気筒部の最大幅が 8’-5”(2565.4mm)ほどに制限されていたが、こちらの方は戦後、かなり経ってから改められたようである。

ながら、この値で計算しても車幅/軌間比＝2.442 にしかならない。

イギリスの車両限界についての資料は乏しく、1923 年調べの Great Central 鉄道の例では客車に対して 2705mm という狭小な数値が示されている。現在のイギリスの車両限界における最大幅については 9ft.(2743mm)という数字が知られているが Gresley の A1 や A3 の図面を見ると最大幅は運転席“footplate”で 9ft.になっているから、戦前期からこの値であったと想われる。これでは車幅/軌間比＝1.91 にしかならない。安定が良かった筈である。

以上要するに、鉄道省の蒸気機関車は線路整備の遅れの皺寄せに他ならぬ“第一縮小車両限界”などという理不尽な制約を課せられていたにも拘らず、もともとの車両限界が狭軌にしては極限的に大きかったため(因みに南アフリカ共和国でも 10ft.[3048mm])、軌間に対する比率という意味においては幅広で、かつトップヘビーな断面形状を有していたことになる。

実寸で言えば、鉄道省の蒸気機関車の最大幅は概ね 2800~2900mm 程度あった。これに対して、標準軌間の蒸気機関車は満鉄のそれでも概ね 3000~3070mm 程度であった(パシナは流線型カバーのため、3310mm)。

次に、こういった制約条件と気筒直径との相関、即ち、気筒径/軌間比について見てみよう。鉄道省の蒸気機関車における気筒径は C59 や C62 では 520mm、貨物機である D51 や D52 では 550mm となっていた。D50 には 570mm という大きな気筒径が与えられていた。しかし、気筒中心間距離自体は抑えられていた。

それはともかく、各々における気筒径/軌間比を縦覧すれば、C59(C62)で 0.487、D51(D52)で 0.515、D50 では 0.534、となる。これを英米の蒸気機関車と較べてみよう。鉄道省の蒸気機関車は上に見た相対的に大きな車幅/軌間比を活かす気筒径を有していたと言えるのであろうか？

イギリスの例として国有化後の標準形蒸気機関車の例を挙げれば、Class 6“Clan”級２気筒パシフィックで気筒径 19$^{1}/_{2}$in.(495.3mm)：気筒径/軌間比＝0.345、Class 9 の 1E 貨物機で 20in.(508mm)：気筒径/軌間比＝0.354 に過ぎなかった。Gresley のパシフィックは３気筒であるから別格と思われようが、その A1、A3 の気筒部最大幅は 8ft.9$^{7}/_{8}$in.(2689.2mm)であった。しかし、上に見た通り車両限界そのものが 9ft.(2743mm)に過ぎないから、この車両限界、軌間の下では３気筒であろうがなかろうが、高々20~21in.(508~533.4mm)程度の小径気筒しか収められないのである。

この気筒径/軌間比＝0.354 を狭軌に換算すれば実にタッタの 377.72mm となる。この値たるや、1871(明治 4)年、３年後の阪神間鉄道開業に際し、Sharp, Steuart & Co. Ltd.(英)より２両輸入されたわが国初のテンダー式“陸蒸気”A および B、後の 5000 形の 15in.(381mm)をも下回る矮小さ、B20 が 300mm であるから、その程度が知れよう[194]。

他方、アメリカの例として N.Y.C.鉄道 Niagara(2D2)を見てみよう。Niagara は同鉄道に

---

194 5000 型については川上幸義『私の蒸気機関車史』上巻、19~23 頁、B20 型については荒井文治･臼井茂信･杉田肇『機関車ガイドブック』誠文堂新光舎、1963 年、4~5 頁、参照。

おいて実用された最大機種で、最大図示馬力は 6690IHP にも達した。その２つの気筒の圧倒的存在感はピストン尻棒を持たぬ欧米流の気筒前蓋設計故に、否が応でも目立っており、実寸的にもも $25^{1}/_{2}$(647.7mm)と実に雄大である。しかし、これを気筒径/軌間比で見れば意外にも僅か 0.451 となり、我国の蒸気機関車ではかの丙線機、C58($^{480}/_{1067}$=0.450)に比肩する程度に過ぎない。

かようにして不釣合い慣性力の高速･高回転走行に対する悪影響を抑え、これに不可欠なパワーはボイラの巨大な蒸発量と高い蒸気圧に俟つ……これこそが日本とは対照的なアメリカ流の２気筒機関車設計思想であった[195]。

確かに、Pennsylvania 鉄道をはじめ、ヨリ大きな車両限界を有する他の鉄道会社においては 27in.(685.8mm)という大気筒径を有する蒸気機関車も存在した。しかし、これでも気筒径/軌間比は 0.478 に止まり、鉄道省における C54、C55 のそれ($^{510}/_{1067}$)に等しい程度である。

序でに、アメリカの亜流とでも形容されるべき満鉄の例として同鉄道において最大の牽引力を誇った 1D 機、ミカシの例を挙げておけば、ミカシは 3182mm の最大幅一杯に 630mm の気筒２つをぶら下げていたが、その気筒径/軌間比は 0.439 であり、あたかも大正の狭火室機、8620 型のそれ($^{470}/_{1067}$ = 0.440)と並ぶ程度に過ぎなかった。

以上の検討により、使用蒸気圧の点で鉄道省とさして変わらなかったイギリスの蒸気機関車のロッド回りが繊細であった理由、Gresley を典型とする機関車設計技師たちが多気筒化に熱心であったワケ、アメリカの２気筒機ならびにシンプルマレー機の設計陣が速度と牽引力を稼ぐため一度は捨てた cross balancing を復活させ、その前提の上でボイラ巨大化と使用蒸気圧昂進へとひた走らねばならなかった構図、総じて欧米の近代急客機開発において動輪径を 80in.(2032mm)程度と相対的に抑え、回転数を稼ぐ戦略が採られた根本的要因が理解されよう。

要するに、出発点は車両限界にあった。標準軌間の鉄道において現実に採用されていた車両限界の下では車幅が相対的に狭くなっており、蒸気機関車設計に際して外側気筒の直径に対する制約が大きかった。しかしその反面、台枠間に気筒を入れることは相対的に容易であった。

鉄道省の車両限界は、仮令“第１縮小車両限界”の枠内であったとしても、狭軌にしては車幅が相対的に広く、外側気筒の直径に対して寛容であった。このため２気筒機関車においても相対的に低い蒸気圧の下での気筒牽引力確保が容易であった。

その反面、狭軌鉄道においては台枠間に気筒を収めることが至難の業となる。つまり、C53 のような３気筒機関車についてはこれを設計することも保守することも困難であった。そして、C59 のような２気筒機関車についてはその設計、運用･保守の難度は３気筒機関車

[195] 19 両、約 1400t の客車から成る重量急行列車を牽引し、急加速の繰返しと制限速度に迫る 156km/h のピーク速度とを織り交ぜ、引継ぎ時の遅延回復運転を果たした Niagara の凄まじい走力とボイラパワーについては A. ハーズ「ナイアガラ型機関車に同乗して」(K.-E. Maedel･篠原正瑛訳『鉄道物語』平凡社、1971 年、所収)、に詳しい。

における場合より、遥かに低かった。つまり、２気筒化は合理的判断と言えた。そして、鉄道省技術陣は C51 開発に際し、この利を活かすべき動輪大径化にも成功していた。

鉄道省は蒸気機関車の蒸気圧引上げに余り熱心でなかった。その背景としてわが国の工業技術一般の制約を挙げることは許されよう。しかし、鉄道省の蒸気機関車における使用蒸気圧の相対的低位を糾弾して止まぬヒトビトに対しては問い質さねばなるまい。「低い軸重限界の下で十分過ぎる気筒牽引力が獲得されており、かつ、『運転取扱心得』において最高速度が 95km/h と規定されていた状況下、高圧化により気筒径を細らせ、左右気筒の両側にデッドスペースを設けることに腐心することの何処に技術的合理性が認められるのか？」と[196]。

(3) ２気筒化と力学的問題の帰趨

だが、このように単純な、とは言え多くの場合、閑却されている寸法比較から“C59 のような２気筒機関車の設計が容易なことであった”と言い切るのは不穏等である。何故なら、急客機の２気筒化に際しては上述した“槌打：Hammer blow”、“前後動：To and aft motion”、“蛇行動：Sinuous motion”、“傾斜動：Rolling”、ならびに“上下動：Pitching”といった力学的問題の激成化を避けては通れないからである。

C59 においては往復運動部分の質量が左右中の３つではなく両サイド２つのみに分割され、各パーツの重量は増加した。気筒径/軌間比は C53 の 0.422(450/1067)から 0.487(520/1067)へと著増を見た。しかし、“Hammeb blow”の抑制は相変わらず厳しく求められ続けた。従って、この“前後動”、“蛇行動：Sinuous motion”、“傾斜動：Rolling”の問題はどれ一つをとっても、慎重な攻略が求められる難関となった筈である。

それらの難関は島たちによってクリヤされた。しかし、それらは２気筒機関車に本質的につきまとう、かつ、“Hammerblow”に対する異常に狭量な制限の下で拡大されつつ発現せずにはいなかった問題である。島部隊は問題そのものを解消したのではなく、実用的な妥協点として振動を高速域に放り上げる設計に成功したのである。かつての乗務員、川端新二は機関助士として乗り組んだ C53 と C59 との比較に関して次のように回想している。

> C53 は運転室が広く、ゆったりしていた。密閉式運転室の C59 にくらべて窓がはるかに大きく、風がよく入って特に夏の暑い時期は快適だった。C59 は高速運転になると動揺が多かった。その点、C53 は下回りが３気筒で重く、重心が低くなっていたためか、横揺れが少なかった。
>
> 後年乗った C62 もそうだったが、90km/h を超え、100km/h 近くなると、かえって静かに走った。戦争に行く若い機関士が今生の思い出になどといって、直線区間で思いっきり走った。GS14 形速度計は 120km/h までしか目盛りがなかったが、針が振り

[196] 勿論、軸重限界ならびに最高速度制限の枠が外されれば、ヨリ高い蒸気圧と３気筒との合理的組合せが追求される余地が開かれていたであろう。

切っていた。15･16 歳の少年だったわたしは、大喜びしていた。

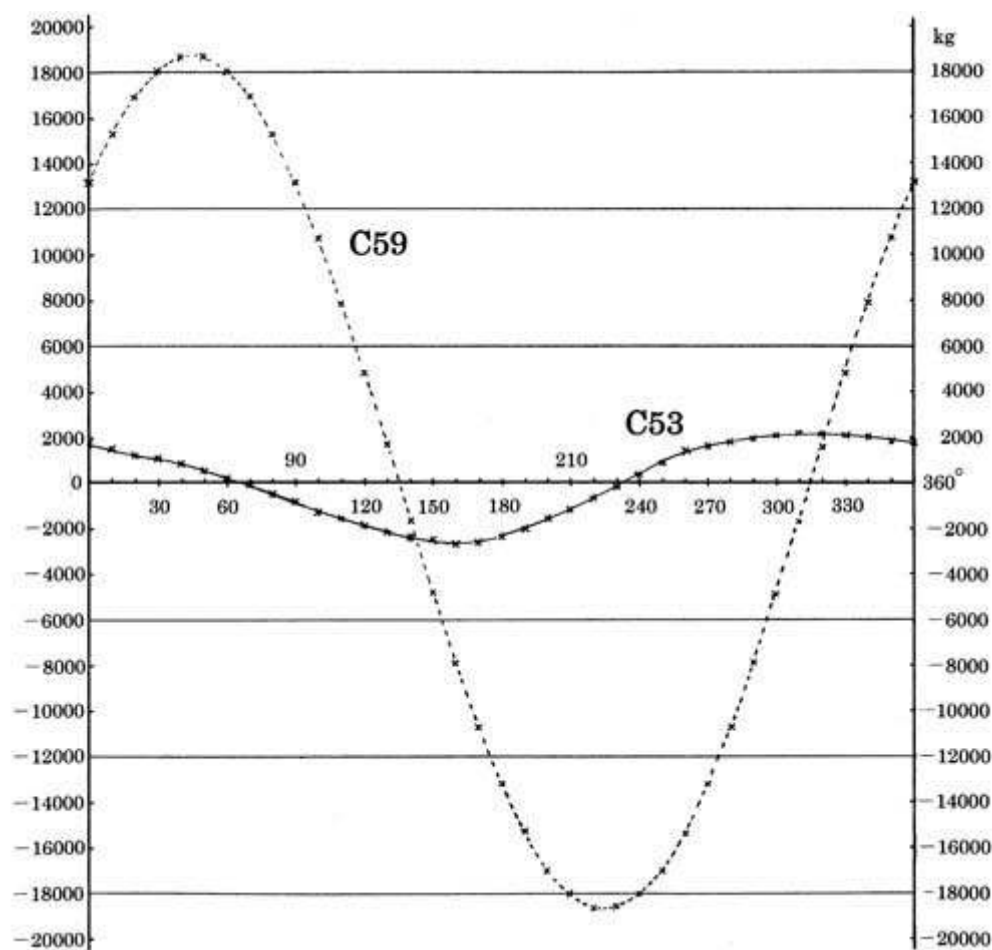
C59 は高速惰力運転時にしゃくるような激しい前後動(ドンツキといっていた)があったが、C53 は不思議なくらいおとなしく走った。C53 のシリンダーは３個あっても直径が小さく、蒸気の消費量は大きな２個のシリンダーを持つ C59 とほぼ同じだった。

C53 はカットオフを小さくしても火室の通風が良く効き、石炭がよく燃焼して蒸気もよくできた。石炭の燃え殻を落とす揺り火格子は、C59 では４分割されていて４回も重いロッキングハンドルを扱わねばならなかったが、C53 は２分割、しかも意外に軽くて扱いやすく、灰もよく落ちて火床整理もしやすかった(『ある機関士の回想』38 頁。傍点引用者)。

この文章には２気筒機関車 C59 の極限的走行条件下における“蛇行動”と“前後動”についての冷静な証言が含まれている。わが読者は C53 のおとなしい走りを“不思議”とはお受け取りにならないであろうが、かかる挙動ないし起振力の生成は２気筒機関車である限り不可避の事態である。

そして現に、図 11-3 に示される通り、C59 においては往復運動部分の大形化により 100km/h 走行時、クランク角 45°及び 225°付近において C51 のそれを実に 33%も上回る±18620kg という凄まじい慣性力、即ち、機関車本体と炭水車とを結ぶ“中間引張棒”の所で観測されるべき前後振動起振力の生成を見る計算となっていた(C51 と C53 の前後動起振力比較に関する前掲図 3-21 をも参照されたい)[197]。

図 11-3　C59 と C53 との前後方向起振力比較(@100km/h)

[197] C59 との比較という時期、並びに本図における起振力曲線の形状とピークの位相が図 3-21 のそれと明らかに異なることから、本図における C53 は組立式クランクへの改造とバランシング変更の後の C53 であり、図 3-21 は一体式クランクを有する C53 当初型の特性を表すものであると推定される。

縦軸は前(＋)後(−)起振力(kg)、横軸はクランク角(deg)。

鉄道省工作局青焼資料(本多邦康氏提供)を元に筆者作成。

ただ､その影響を当時の最高速度である 95km/h 辺りまでは相対的に目立たなくしたところに設計者の技術が生きていた。先に見た元･名古屋機関区乗務員の座談会において羽多野勝三は次のように語っている。

> 53 か【ら】59 にかわった時は、よく走る機関車が出来たなあ、という気がして、いっぺんに楽になりましたね。出た当初はテンダーとの中間緩衝器のバネが弱いせいか、下り込みの惰行に入ると後からドンドン突かれるんで、テンダーの石炭が前へこぼれて、運転室が石炭だらけになりましたが、それも改良されました。定数も上がって一二両引けるようになりました(『蒸気機関車』No.35 1975 年)。

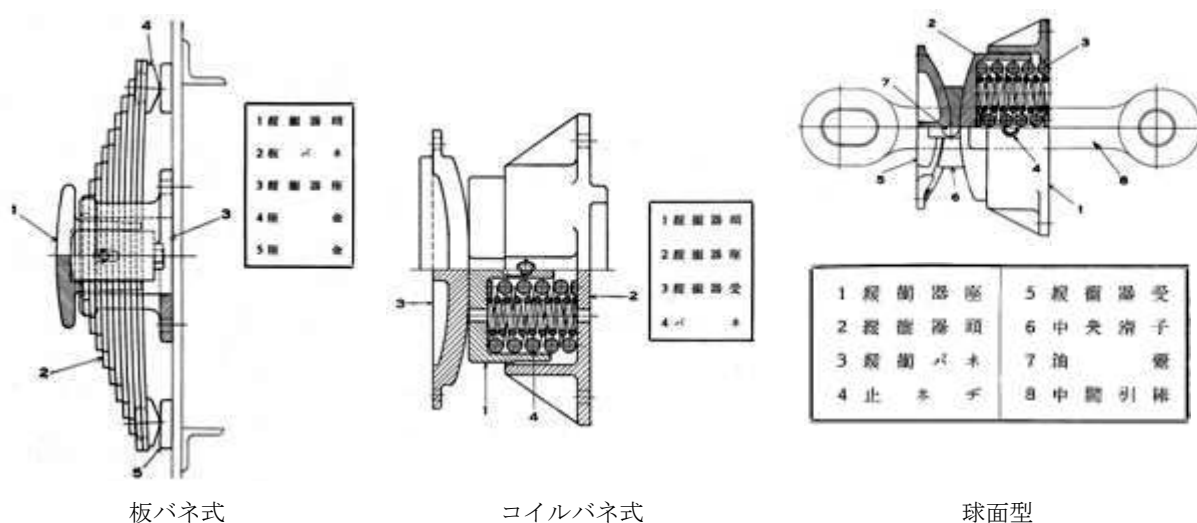
この証言は非常に意味のある推測を含んでいる。それは中間緩衝器バネ云々に関する件である。

鉄道省の国産蒸気機関車における中間緩衝器は 9600 型(製造初年 1913 年)、8620 型(同 1914 年)初期の“竹の子バネ”両側式から２重コイルバネを中央に一組方式(後に 9600、8620 もこれに変更)、更に C51(同 1919 年)以降の２重コイルバネ中央二組方式、D50(同 1923 年)改造型以

降の２重コイルバネ二組＋球面滑子入り、と、順を追って進化して来た(図 11-4)。とりわけ最後のものは上述の D50 における“50 キロ軌条の８番分岐器”通過時の脱線傾向に対する是正策として 1931 年頃に開発された試作品をベースとするものであった[198]。

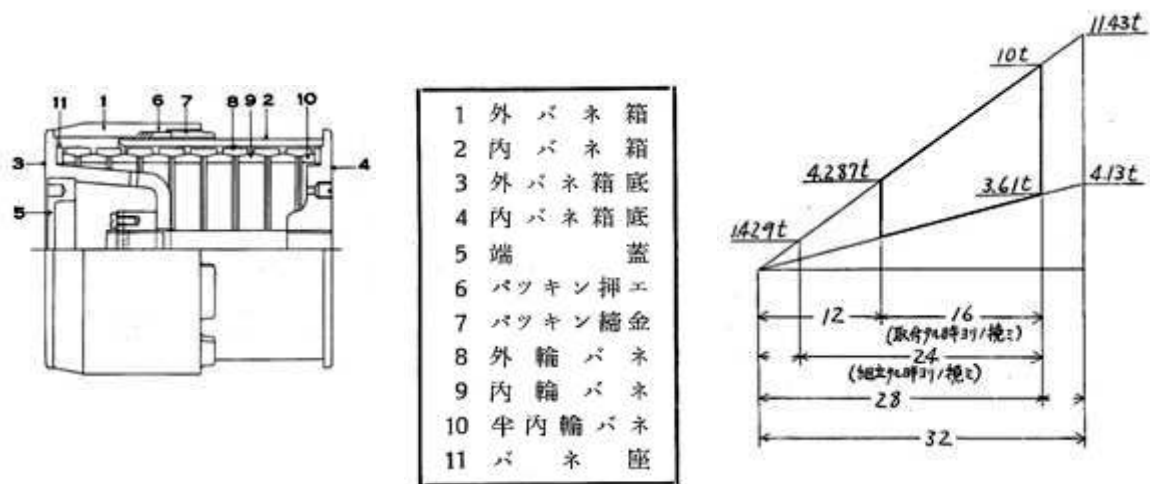
ところが、C53 の次に開発されたネオ 8620、即ち C50(同 1929 年)においては板バネ式が試みられている。これは重ね板バネのバネ板間摩擦による減衰性に期待した試みであったらしい。ここへ来て曲線通過性能重視から“ドンツキ”の吸収へと開発目標がシフトした事情が窺われる。それは C50 という個別型式の開発云々ではなく、２気筒機関車の進化という大きなストーリーに必然的に随伴せしめられるべき周辺技術進化の一コマであった。

図 11-4　各種中間緩衝器(平面図)

板バネ式　　コイルバネ式　　球面型

機関車工学会『機関車名称辞典』85 頁、第 72 図、86 頁、第 73、74 図

然しながら、この当時、減衰性を有する中間緩衝器として本命と目されていた技術は板バネではなく、コイルバネを輪バネに置き換えた輪バネ式中間緩衝器(図 11-5)であった。

図 11-5 中間緩衝器の輪バネ(10t 輪バネ)

198 今村『機関車と共に』137~138 頁、参照。

機関車工学会同上書、87 頁、第 75 図。

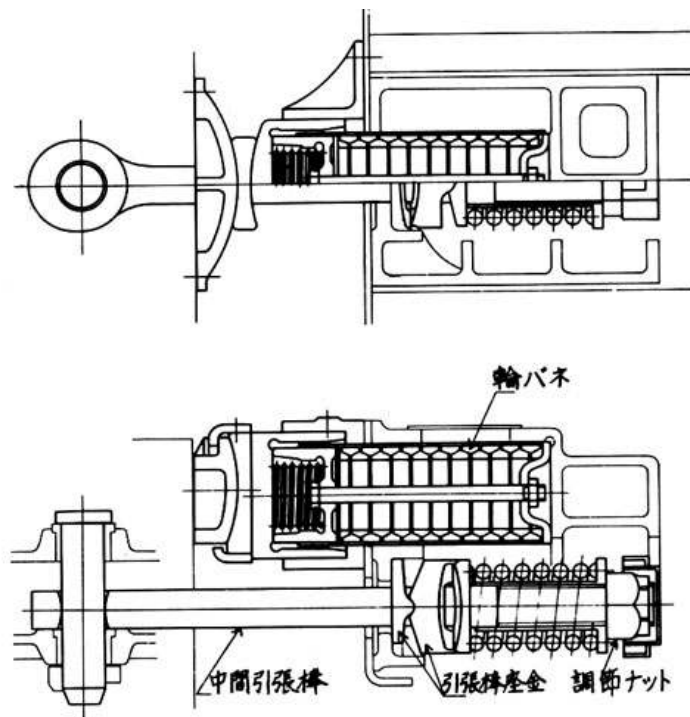
この 10t 輪バネは円錐状の内面あるいは外面を有するリングを交互に積層したもので、リングの拡張、収縮に伴う弾性と円錐面の相互摩擦による減衰性を兼備する。右方、上下の直線グラフに示されるように、10t の外力を要する圧縮においてバネに蓄えられたエネルギーは反発に際しては最大 3.61t の反発力しか表わさない。その差、失われた三角形の面積に相当するエネルギーは摩擦によって散逸せしめられることになる。これが輪バネの減衰性である。そして恐らく、このユニットは従来のコイルスプリングの位置に大した改造なしで収まるように設計されていたのであろう。

この輪バネは C55(同 1936 年)、D51(同)より試用が始まった。もっとも、バネの材質(Si-Mn 鋼、Cr-Mn 鋼等)、伸縮量、張力、潤滑剤の選定に手こずったようで、当初は“30t 輪バネ×２＋液体潤滑油”方式が用いられたが、初圧縮量の削減、グリース潤滑への変更等、かなりの試行錯誤があったらしい。結局、1929 年度以降、この“10t 輪バネ×２＋グリース潤滑”方式で一応の安定に達した[199]。

その後、この方式では輪バネにやや容量不足を来すことが判明したため、1941 年以降に新製される C59 その他については新たに開発された“30t 輪バネ×１＋中間引張棒のコイルバネ”方式(図 11-6)への転換が図られた。因みに、この方式に似た、但し、輪バネの中にコイルバネを仕組む方式は復興期、客車自動連結器の引張摩擦装置として用いられていた(大久保寅一『最新 客貨車名称図解』第 9 版、132~133 頁、参照)。

図 11-6　1941 年型“30t 輪バネ×１＋中間引張棒のコイルバネ”方式

---

[199] 機関車工学会『改訂増補 機関車の構造と理論』下巻、交友社、1937 年、201 頁、『新訂増補 機関車の構造と理論』上巻、交友社、1940 年、375 頁、『最新 機関車検修工学』237~238 頁、梅津･茂泉『近代 蒸気機関車工学』199 頁、参照。

『鉄道技術発達史 V』348 頁、図-88 より。

然しながら、C59 に初採用されたこの新方式においては輪バネとコイルバネとが釣合った状態が緩衝装置の初期状態となるため初動が軽く、衝撃吸収性に劣るという事実が使用経験を通じて明らかにされた。

このため、中間引張棒側のコイルバネを撤去したモノを経て、1943 年より輪バネを二重コイルバネ×２に置換した D50 以来の旧方式(図 11-4 右)が復活した。勿論、この二重コイルバネを用いるユニットは従来の輪バネユニットの位置に容易に収まるように設計されていた。

かくて、昭和戦前期に澎湃として湧き興った減衰力への期待は邯鄲の夢と消えた。技術の進歩などというモノは時としてかような zigzag を描く他なかったのである。

国鉄 SL 図面編集委員会『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』65 頁、C59(同 1941 年)の項の収載図には確かに、２重コイルスプリング式の中間緩衝装置が描かれている。羽多野が語った中間緩衝器バネの「改良」云々の正体は折角開発された 30t 輪バネ式１本方式から二重コイルスプリング２本･球面式へという中間緩衝器技術における出戻り過程についての体感的記憶であったと考えるのが最も合理的である。鉄道車両へのオイルダンパや緩衝ゴム導入以前の時代においては、回り道の末に、従来方式こそが２気筒機関車の強力化

にとって最適な一要素技術であるという事実が発見されてしまったからである[200]。

C59 の常用外的な高速走行における振動体験については又、川端がヨリ突っ込んだ次のような記述を行っている。

　C59 は 100km/h を越えると横揺れが激しくなり、同時に前のめりになるような細かな振動が激しくなるのだった。

　度胸のよい人でも 110km/h になると加減弁を閉めた。炭水車にかけてある火掻き棒が振動で外れたり、ロッキングハンドルが倒れたりした。機関助士のわたしは、立っていられなくなり座席にしがみついた。

　機関車と炭水車の連結部分が猛烈にしゃくり上げ、炭水車の石炭がまるで怒涛のように運転室に押し出されてくる。速度計が 120km/h で振り切っていても平然としていて、

　　「C53 の方が C59 よりはるかに静かだよ」

などとニヤリとした人もいた。戦場に行った幾人もの先輩たちは、二度と再び職場には戻って来なかった(川端『ある機関士の回想』86~87 頁。傍点引用者)。

これは C59 における異常な走行条件の下での“蛇行動”、“前後動”ならびに上下振動に誘起された Pitching の激成を伝える証言である。

島はやがてこの問題についてのヨリ高度な妥協点を見出して行った。その答えが島の語る“極限機関車”C62 であった。これにも機関助士として乗り組んだ川端は C62 と C59 との比較について、

　C62 は自動給炭器のせいで練炭も塊炭も細かく砕いて火床に吹き付けるため、他の機関車にくらべて煙突から噴出するシンダーが猛烈に多かった。しかし、２軸従台車

---

200 中間緩衝器発達の zigzag については『鉄道技術発達史 V』339~352 頁、参照。

なお、西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』所収の C59 についての関連記述２点はこの間になされた根本的な設計変更に触れていないが故に、不正確だと言える。

……初期にはビッグエンドの発熱と、中間連結器の緩衝バネの調整がまずく、下り勾配でだ行運転中にドンドン突かれ運転室に掛けてあるポーカー【火かき棒】などが落ちたり、炭庫の練炭がカチンカチンに固まってしまったりで大変であった。

　浜松工場と検修陣の努力によりまもなく快適な運転ができるようになった(元名古屋機関区機関士佐藤 武の助士時代の回想、96 頁。なお、練炭とはピッチ練炭ないし甲種練炭、良質の粉炭をピッチで固めたもので、約 7000kcal/kg と高発熱量であった)。

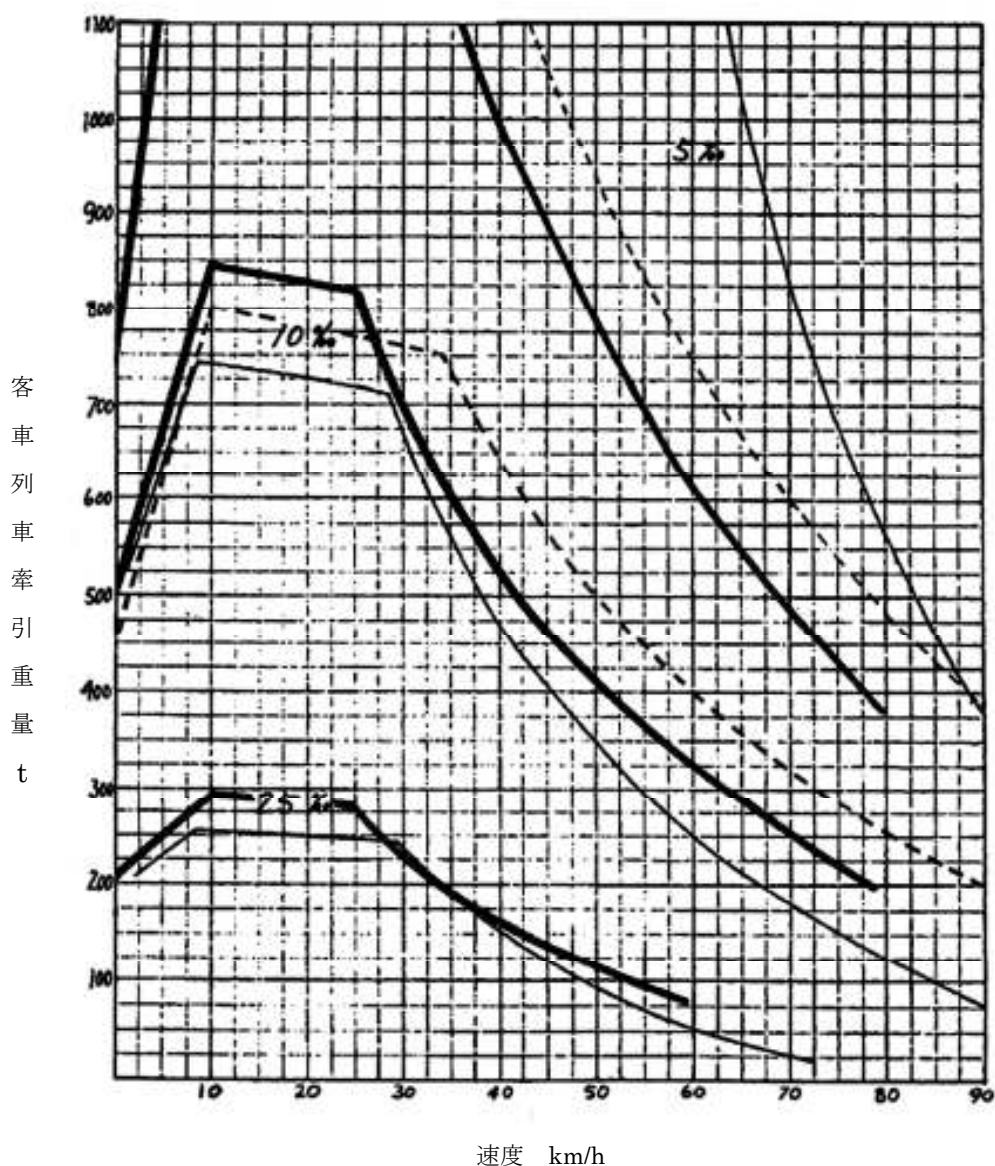
　当初 C59 は、中間連結器の調整が悪く、速度が 90km/h 以上になると非常に強いドンツキがおこり、石炭が運転室の床に大量にこぼれたり、又逆に振動でかたまりテンダーから出てこなくなったりで業務研究会に毎月問題としてあがっていた。

　その後、浜松工場で、その調整も改善され、以後それら問題点も解消され名実共に東海道本線の王者となった(260 頁)。

のおかげで高速度の時には C59 と比較にならないくらい動揺が少なく、静かに走り、乗り心地の良さは抜群だった。ちなみに、東海道本線の特急･急行用機関車だった C53、C59、C62 の中で、高速走行時に最も揺れたのは C59 だった(川端前掲書、75 頁)。

と回想している。

シンダ損失云々については既に見た実験データ(図 7-3)とも良く照応しており､改めて現場技術者による体験的記述の正確さを印象付けているが、ともかく、川端が伝える荒々しい振動特性と引換えに C59 は低回転高トルク型ないし低中速ダッシュ型のスプリント性能を獲得したワケである。図 11-7 にはそのことが明確に表現されている(前掲図 7-1B と比較されたい)。10 並びに 25‰における C59 の牽引力は明らかに C53 のそれを凌駕していた。

図 11-7　C53(細線)と C59(太線)、C62(破線)との牽引重量(荷重曲線)の比較

C53 と C59 とについては鉄道運転会『機関車便覧』通文閣、1943 年、232 頁、1)と 236 頁、5)とを合成。石炭の発熱量は 6000kcal/kg、燃焼率は 550kg/m²/h。C62(破線)については一色『実務運転理論』291 頁他(詳しくは表 11-1 の付記を参照)。そこでの前提は 6500kcal/kg、650 kg/m²/h。

客車列車牽引重量は機関車の有効牽引力(引張棒牽引力)を客車 1t 当り走行抵抗で除した商であり、平坦線においては極めて大きな数値(例えば C51、10km/h で 4950t)となる。これは余り実用的な意味を持たない数値であるため、０‰の線図は通常、省略される。５‰線図の部分省略も同じ理由による。

C59 の曲線を見れば、25km/h 辺りまではボイラ蒸発量が気筒における蒸気消費量を上回り、従って動輪が粘着係数が許す限りのトルクを発生し得る領域である。

25km/h 辺りを超えると蒸発量が蒸気消費量に追いつかなくなって来ており、牽引重量は速度向上と共に低下の一途を辿っている。

蒸発量が相対的に大きなボイラを有する機関車ほど、この変曲点が右方にシフトし、例えば C53 においてはこれが 25km/h 強ではなく、30km/h 弱に、C62 においては更に 35km/h 弱となっている。この蒸気が過剰から不足へと転ずる点に到るまで、C59 と C62 の牽引重量に有意の差は無く、C59 と C62 の荷重曲線における当該部分は両型式共通である。

なお、C62 の当該部分の曲線、即ち戦後の C59 と重なるべき部分のデータは戦前の C59 のそれと大きく隔たっている。この落差は戦前の荷重曲線が戦後のそれの前提となっている 0.23 よりやや大きい、0.25 程度の粘着係数を用いて描かれているためである。

さて、C53 と C59 との比較という本題に立ち返れば、牽引重量の小さい高速域ともなると C59 優位で始まった両者の対抗図式の形勢は見事に逆転している。因みに、375t の列車を牽引する C59 の 5‰勾配上における均衡速度は 80km/h ほどであったが、同じ勾配、同じ速度において C53 には牽引重量にして約 175t 分に相当する余裕トルクが残されており、その余力は重さ 375t の列車の速度を 90km/h まで引き上げ得たことになる。

無論、この余裕トルクが速やかに引き出され得るモノであったか否か、内燃機関の用語で言えば C53 の“吹き上がり”が良かったか否かはその設計における“internal streamlining”の巧拙に依存する問題でもあり、実際にそのような走らせ方を試みてみない限り結論は得られない。C53 には Gresley A4 のような客観的記録が乏しいから、その辺りのことについては遺憾ながら不明とせざるを得ない。

もっとも、C53 の“走り”については、「走り出してからの軽快さにおいては、【C62 より】C53 の方がはるかにすぐれていた」とか、戦時中、C53 列車で 140km/h 出たとか、130km/h を遙かに超える俊足を度々顕したなどといった回想がある(西村前掲『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』、235、263 頁、SL と共に編集委員会『SL と共に』142~144 頁)。

130km/h、140km/h といった数値そのものの信憑性については些か疑問無しとしないが、少なくとも「走り出してからの軽快さ」における C53 の対 C62 優位という点については図 11-7 破線のデータを見る限り、強(あなが)ち虚言とは思えない。

現役時代の重なりが殆ど無いC53とC62との性能比較など実務的に大した意味も持たぬためか、資料的確認には若干の手間を要するのであるが、C62の牽引重量については表11-2に例示されるようなデータを弾き出すことが出来る。この数値に基づいて描かれたのが図11-7におけるC62の５及び10‰勾配における荷重曲線(破線)である。

そして、この荷重曲線とC53の５及び10‰荷重曲線とを比べれば、明らかに、上り緩勾配における80km/h辺りまでの速度域における牽引重量はC62よりもC53の方が大きかった。90km/h を境に劣勢に転じざるを得なかったのは偏に C53 のボイラが非力であったからに他ならない。但し、C53 のボイラが手焚故に低い燃焼率に甘んじていたことや、焚かれていた石炭自体、発熱量が８%近く低いモノであったという事実はなお、斟酌されるに足ろう。

表 11-2　C62の５及び10‰勾配における客車列車牽引重量

		40km/h		50km/h		60km/h		70km/h		80km/h		90km/h	
A	ボイラ引張力 kg	10010		8680		7730		7010		6420		5920	
B	機関車走行抵抗 kg	952		1064		1186		1320		1465		1622	
C	機関車勾配抵抗 kg 5 | 10‰	715	1430	715	1430	715	1430	715	1430	715	1430	715	1430
D	有効牽引力 kg 5 | 10‰	8343	7628	6901	6186	5829	5114	4975	4260	4240	3525	3583	2868
E	客車走行抵抗 kg/t	2.017		2.368		2.781		3.257		3.795		4.396	
F	客車勾配抵抗 kg/t 5 | 10‰	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10
G	客車総抵抗 kg/t 5 | 10‰	7.017	12.017	7.368	12.368	7.781	12.781	8.257	13.257	8.795	13.795	9.396	14.396
H	牽引重量 t 5 | 10‰	1189	635	937	500	749	400	603	321	482	256	381	199

一色『実務運転理論』44頁、第1.16表、201~202頁、第4.5表、212頁、第4.9表に示される国鉄運転局の公式数値より。D＝A－B－C、G＝E＋F、H＝D/G

直ちにA4や05とまでは行かずとも、３気筒機関車、ないし３気筒機関部の高速性能が潜在的に高いことは力学的に明らかな命題でもあった。３気筒機関車であるC53は、少なくとも力学的には、ヨリ高い速度での運転を可能にさせるような平坦な線路上を走らせてやりたい機関車であった。

そのボイラがC62並に大きければ、C53は間違いなく我国狭軌鉄道における極限的旅客機となっていたであろう。無論、それはC53に常時、高速走行に耐えるだけの基礎体力が備わっていたとして、のハナシではあるが……。

最後に、３気筒と比べれば２気筒機関部のフリクションロスは確かに小さくて済む筈である。しかし、意外なことに、先にも利用した現場技術者向けのデータブック、『機関車便覧』に拠れば、C59の方がC53よりも10~100km/hのあらゆる速度域において総走行抵抗は大きかった。表11-3をご覧頂きたい。数値は惰走法と称し、機関車を各速度から惰力走行に入らしめ、惰走距離から抵抗値を算出する方法によって求められたモノらしい。

表 11-3　主な戦前派旅客用蒸気機関車における総走行抵抗 kg

速度	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100km/h
C51	570	638	716	806	908	1020	1144	1280	1426	1585
C53	645	720	800	900	1005	1120	1250	1395	1550	1710
C59	656	731	816	913	1022	1142	1272	1416	1570	1735

鉄道運転会『機関車便覧』通文閣、1943 年、228 頁、47. より。

低速ほど空気抵抗と機関部に発生するポンピングロスの影響が軽微となるため、機械抵抗の占める割合が大きくなる。C51 と C53 との差は機関車の容量と後者が３気筒であることによって理解可能である。これに対して、C59 の走行抵抗の大なることについては主運動部部品のマスから来る慣性力(→軸受面圧)やピストンリング接触長さをはじめ、摺動部面積の大きさ(→摩擦面積、粘性抵抗)位からしか説明の途が無い。

何れにせよ、C59 の「軽い転り」は機関部のフリクションロス云々ではなく、戦後造備された第２・３次増備車の炭水車台車に採用を見た円錐コロ軸受に負う所大であったようである。この点は同じ軸受を装備した２軸従台車まで与えられた C62 において「転り」の軽さが更に進化し、乗務員たちに好評を以て迎えられたとする証言によっても傍証されている。

なお、C59 では１軸従台車において設定された 14.6t という軸重が当時の車輪の強度限界を事実上、超えるものであったため、従輪タイヤの弛緩事故が頻発した。戦時下、その交換が不可能である場合には隙間へのブリキ板挿入といった弥縫策が講じられ、却ってタイヤ割損の如きヨリ深刻な事態が招来された。これは C59 固有の重い持病であった[201]。

戦後、衣笠敦雄主任技師らによって取りまとめられた C62 は C59 より一回り大きく、重心を前方にシフトさせるために燃焼室を備えた D52 規格のボイラを有していたが、その下回りは C59 とほぼ、主運動部に関しては全く同一であった。従って起振力の発生形態もこれと同一であった。よって、この振動特性の違いは機関車本体の運転整備重量が C59 の 80t(製造次数により相異)から 88.83t へと約 10%増加したことによる単純上下動･前後動抑制効果、2 軸従台車の採用により機関車全軸距が C59 の 10020mm から 10520mm へと約 5%増加し、リヤ･オーバーハングが応分減少したことによるヨーイング抑制効果、前後重心位

---

201 川端前掲『ある機関士の回想』77、93、107 頁、対談「最後のパシフィック C 五九」『世界の鉄道 '68』朝日新聞社、1967 年、145~150 頁、参照。

なお、タイヤの締め直し又は中古タイヤへの嵌め替えに際し、“ライナ”と呼ばれる磨き鋼板片を挿入する措置は古くから講じられて来たが、厚さ 0.2~2.0mm、0.1mm 刻みの磨き鋼板の入手が困難であった時代、有り合わせのライナを重ねたり継いだりと、現場では苦労が絶えなかったようである。広重 巌『輪軸』交友社、1971 年、153~155 頁、参照。

置が C59 より 290mm ほど後退したことによるピッチング抑制効果の相乗によるものと考えられる[202]。

ここに観察されるのは一連のストーリーとしての開発行為であり、その熟成過程である。Gresley パシフィックは A1 時代からイギリスの鉄道、なかんずく L.N.E.鉄道においてはほとんど極限的な機関車として誕生した。それゆえに Gresley の仕事は、爾後、その部分的彫琢を重ねるストーリーとなった。その終結点たる A4 は速度、効率(燃費、水費)の点においてまさしく極限的作品であった。彼自身によって設計されたヨリ大形の機関車の出来栄えや彼のライヴァルや後継者やちの作品群との対比がそのことを物語っている。

これに対して、わが３気筒パシフィック、C53 は C52 をベースとしたからこそ成立した機関車であったが、そして C52 にしても C53 にしても、狭軌という制約に対する挑戦であり、それなりの成功作ではあったが、本質的にそのアプローチの仕方はやや見当外れであった。

２気筒重パシフィック C59 はその C53 に対する完璧な代替機ではなかったが､その移行、標準機関であれば 700mm になんなんとする巨大気筒を以てする２気筒化は決して安直な選択ではなかった。しかも、この課題に対する１次回答たる C59 は失敗作などではなかった。それは C59 が 1941 年から’43 年にかけて 173 両も造られたからではない。相対的に大きな気筒直径を有する２気筒機関車の力学的困難に対する限界に挑戦し、運転と検修に係わる現場技術者の支持を集める程の成果が収められたからである。

そして、島秀雄以下の工作局技術陣は狭軌という制約の下では極限に近い機関車、ハドソン C62 においてこの問題にほぼ決定的な回答を与えることに成功した。C62 が３気筒急客機として誕生していたなら、この「ほぼ」は不要であったろうが、戦後、たった 49 両しか造られなかった２気筒ハドソン C62 への開発ストーリーに関する島の言に大きな虚飾は無かったのである。

(4)C59 のボイラ

無論この評価が国鉄史観に対する手放しの全面肯定へと短絡されてはならない。例えば、島は Kylchap 方式について「良好な成績を挙げているといふ報告もあるが、定説あるものとは云へない」(『最近の鉄道』13 頁)などと語った。鉄道省の蒸気機関車は結果的に“反射板”のレベルに安住し続けた上、その可動部の調節さえ廃れて行くに任せられた。

これとは対照的に、イギリスでは排気効率とボイラ通風作用を向上させるため、戦前期、３気筒の A4 *Mallard* に Kylchap ２本煙突を組合せる方式が実用化され、嚇たる成果が収められている。その採用が戦後、全ての A3、A4 に拡大された事実についても既に見た通り

---

202 軸重から計算すると C59 の前後重心位置が主動輪の中心から 170mm ほど前方となるのに対して､C62 のそれは主動輪の中心から 118mm ほど後方となる。

なお、２軸従台車採用による乗り心地改善は D52 に対する D62 のケースにおいても同様であった。

である。「定説」は“ある、なし”ではなく、飽くなき挑戦と淘汰を通じて創られて行くモノである。

他方、３気筒機関車一般に関して述べれば、島はその良好な通風性を認めつつ、２気筒でも C59 その他のように排気膨張室を備えれば通風性能が改善される、と述べていたが、如何にも負け惜しみ臭い。排気膨張室に関しては C55 を用いて 2%の燃費節減効果が確認された、と伝えられてはいるものの、その客観的メリットについて追試が繰り返された形跡もなく客観性のほどは疑わしい。

因みに、C55 とその後釜である C57 については C51 との比較において通風力が劣るとの本線試験結果が広く流布せしめられている[203]。

また、これを裏付けるかのように、C57 については空転し易かったという回想と共に、排気膨張室の負の効果を確信させる次のような回想が見出される。

> C57 はドラフト通風が弱いため、定圧 16kg/cm² を保持するためには力行中にも通風を使ったりして機関助士も苦労した(西村『国鉄名古屋機関区　蒸機と共に』221 頁)。
>
> C57 は、ドラフト通風が弱く力行中もブロワーを使用しないと蒸気が思うように昇らず、苦労した(元名古屋第二機関区電車運転士 加藤鋼一の回想。同上書、317 頁)。
>
> C57 は排気膨張室があるため、ドラフト通風が弱くブロワーは使用しました(元名古屋機関区指導機関士 白木実生の回想、同上書、352 頁)。

最後の回想はお召列車の露払い、先行列車運転時のエピソードで、白木はかような極軽負荷仕業においては C59 の場合でもブロアを使用したと述べている(機関士独特の言い回しでは普通、“ブロアをを切った”などと表現された)。もっとも、その C59 にしてからが排気膨張室付きのカマである。

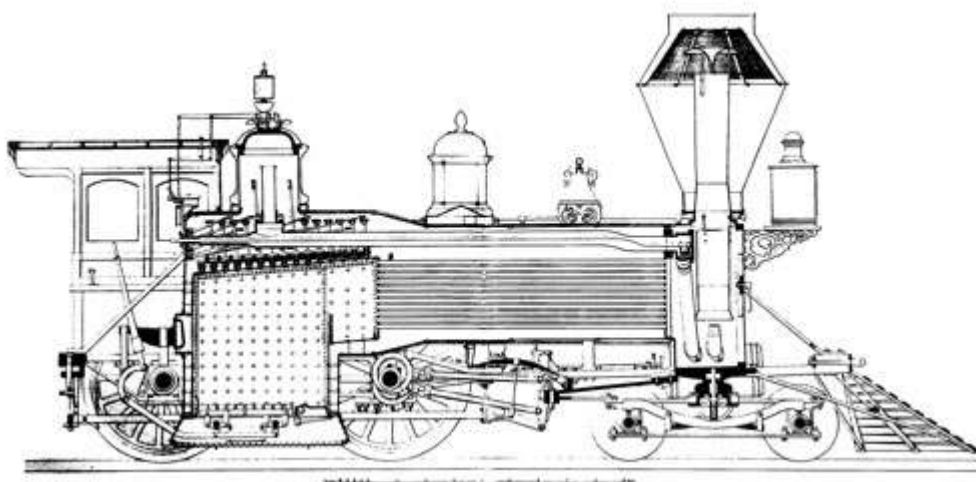
ともかく、C55 における燃費節減が排気膨張室付きであるが故の通風力不足に起因する吹抜け損失低下によって購(あがな)われたモノであったとすれば、C57 においてこんな措置が講じられねばならなかった経緯も納得出来よう。排気膨張室の効果たるや、かくの通り誠に怪しい限りであった。ましてや、その効果が世界の「定説」となったコトなどない。しかし、鉄道省はこの世界の“例外”に安住し続けたのである。

島は燃焼室の採用についても消極的であった。C53 の一番手代替機である戦時派 C59、即ち第１グループ 98 両には燃焼室無しのボイラに 6m 煙管などというシロモノが装備されていた。それは、従輪の軸重過大を防ぐためにボイラの重心を前に持って行きたいし、燃焼室の採用に踏み切る自信はないし、といった状況から生じた苦肉の産物であった(北畠、注 12 の対談)。後日、それは「本邦では最大の煙管であった」などとも評されたりしているが、こんなモノは少しも誇るべきアイテムではないし、以下に述べるような事実関係に照らしても、このボイラが『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』において長々と紹介されている事実は誠に異なものと言わざるを得ない。

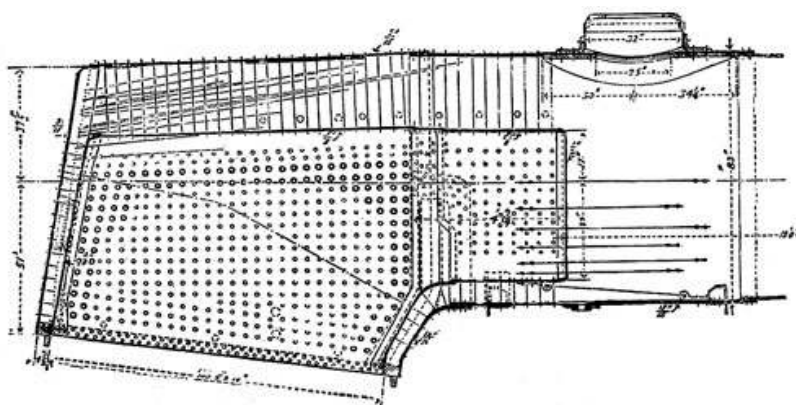
---

[203] 機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』下巻、510 頁、第 120 図、511 頁、第 121 図、参照。

さて、機関車ボイラにおける燃焼室の導入は意外に古く、1854 年、Z., Colburn によって設計された件の２本２段重ねボイラ搭載機関車(2A1)の上方ボイラにはこれが付いていたし、翌年にフランスで造られた L'Aigle 号のボイラにもそれは在った。

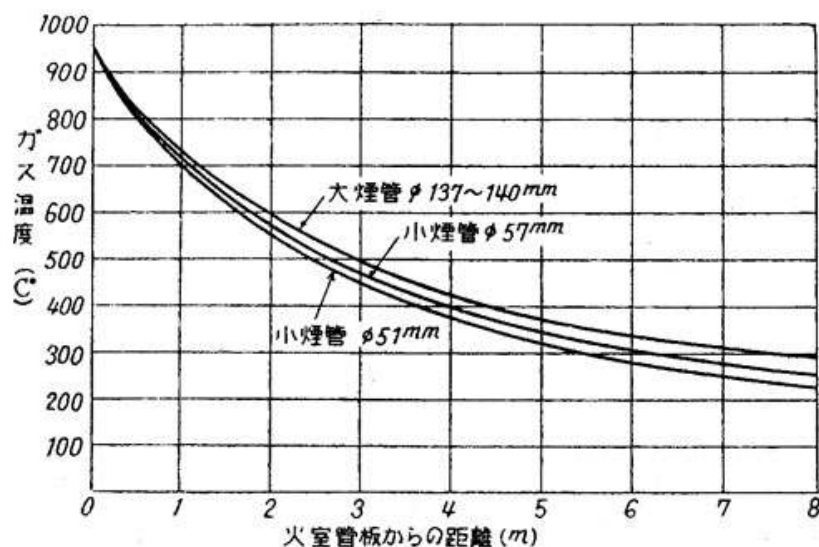
図 11-8　燃焼室付きボイラを有する 1860 年代、アメリカの機関車

Z., Colburn, *ibid.*,Vol.I, pp.266~267, Vol.II, Plate.XIX.

1860 年代のアメリカでは"弁慶"号の如き機関車のボイラにまで立派な燃焼室が造り付けられていたりして、少々驚かされる(図 11-8)。しかし、そのアメリカにおいても燃焼室の本格的普及は 20 世紀の事蹟に属する(図 11-9)。

図 11-9　アメリカで本格的な普及が始まった頃の燃焼室(図の中央部)

森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、82 頁、第 61 図。

一般に、火室に燃焼室を設ければ、その分、煙管長さは短縮され、燃焼室伝熱面積の増加以上に全伝熱面積は減少する。しかし、同一面積当りの蒸発率は火室の方が煙管より遙

かに高いため、ボイラ蒸発量は増す。また、燃焼室の設置により燃焼そのものも改善される。

図 11-10　火室管板からの距離と煙管内ガス温度との相関

元データは Pennsylvania 鉄道 Altoona テストプラントによるもの。

藤田『蒸気機関車の設計と構造理論』34 頁、第 11 図。

面積当り蒸発率の点で火室の方が煙管に優るのは煙管前端部においては燃焼ガス温度が図 11-10 に示されるように著しく低下して来るからである。煙管長を詰めたくなるのは主としてこのためであるが、長い煙管は通風に対する抵抗(流動損失)が大きく、振動により弛み易く、取付部に漏洩を招きがちになるという構造上の理由も加わる。

逆に、燃焼室設置に絡んでは、燃焼室下部と缶胴との間にかなりのスペースを設けなければならない分、火室管板面積が小さくなって煙管本数に制約を受けるるため、大径ボイラでなければ不利が大きくなる、火室管板へのアクセス性が低下する、ボイラ並びに機関車重心が前方に移動する、といった問題も派生する。

要するに、機関車ボイラにおいては、その効率を上げ、蒸発量を増やしたければ最も温度差の大きい所で伝熱面積を稼げ、ということに尽きる。ベルペア火室もワゴントップ火室もウーテン火室も皆、狙うところは皆同じであり、この点においては燃焼室も変わるところは無い。よって、徒に長い煙管は無用の長物そのもの、1930 年代には「上等の」ライブスチーム(模型蒸気機関車)のボイラにさえ燃焼室が普及するようになっていたが、それもま

た道理と言うことになる[204]。

以上のことからして、戦時派 C59 の 6m 煙管などというモノは百害あって一利なきが如き技術であった。「C59 では蒸気のあがりが悪く、苦しんだこともあるが、C53 ではその種の苦労はなかった」(『SL と共に』150 頁)、などという回想は、恐らく、両者が張り合えたごく短い期間に戦時派 C59 のボイラに関して得られた経験に印象付けられての語りであろう。

かような設計を敢えて選んだ島にしてみれば、排気膨張室と抵抗の大きい長大煙管群との組合せによって大気筒径を有する２気筒機関車においても通風安定化が図られる、との読みが有ったのであろう。

ところが、C59 の戦時第２次グループ２両(E 型過熱装置付)及び戦後増備分＝1946、'47 年の所謂第３次グループ 73 両､計 75 両のボイラは従前の 6m 長煙管を持つ燃焼室無しから、燃焼室付きで 5.5m 煙管を有する設計へと改められている。E 型過熱装置付の第２次車は除外されるべきであろうが、C59 後期型には恰も C53 と C62 との中間項となるにピッタリの諸元が与えられているワケである。

こうも掌を返したような変更を見せつけられると、誰しも島の皮算用が徒労に終わったとの結論付けを避けることは出来ないであろう。

そもそも、鉄道省における燃焼室に関する研究は 1929 年 11 月に開催された第十三回車輌研究会における議論を起点としている。その場において、満鉄の技術者は燃焼室採用のメリットを主張し、朝鮮鉄道における導入成功例をも紹介した。これに対して、鉄道省の技術者は大形機にこれを採用する理論的メリットは認めつつ、燃焼室の設置による缶胴直径の増大が機関車重心の高上を招く点についての危惧を表明した。

その後、鉄道省においては 1932 年度車輛研究会特別委員会において燃焼室が再び取り上げられ、鉄道大臣官房研究所、東京鉄道局、仙台鉄道局にて試作研究が開始された。D50 に対しては官房研究所、東鉄が、C51 に関しては仙鉄がそれぞれ複数の改造モデルを作成し、線路上で営業列車を牽引させでデータが採られた。また、お馴染みの D50378 はオリジナル並びに４次に亘る改造を施された状態で官房研究所の機関車試験台に載せられ、負荷試験に供された。

一連の試験においては奥行き 500mm から 920mm まで、８種類の燃焼室が用いられた。

---

204 森彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、82 頁、E.,A., Phillipson, *Steam Locomotive Design : Data and Formulæ*. p.84.参照。

なお、多賀祐重前掲(第Ⅶ章 第１節)「機関車罐の煙管の長さに就て」は煙管の直径と長さとの比に関するアメリカのマンモス機など海外データを元に、伝熱理論を駆使し、かかる基本的制約の下でも将来の鉄道省機関車ボイラにおける長く、かつ太い煙管の採用に合理性が見出されるという点を示唆した罪深い(?)労作である。

1930 年代の模型蒸気機関車技術については田口武二郎『蒸気機関車の作り方』誠文堂新光社、1936 年、82~83 頁、参照。

煙管については、D50 の場合、①：140φ×28 本の大煙管はいじらず、57φ×90 本の小煙管を 57φ×74 本に減らしてしまう単純削減案、②：大煙管を 133φ×28 本に弱体化させる代わりに小煙管を 51φ×108 本に増強する案が、C51 においては 140φ×18 本の大煙管を 133φ×18 本に縮小すると共に、③：57φ×84 本の小煙管まで 51φ×78 本に縮小してしまう案、及び④：小煙管を 51φ×98 本に増強する案が試された。

何れも煙管の総断面積は縮小せしめられている。その削減率は①：6.2%、②：7.7%、③：16.7%、④：8.4%、と、かなり大幅であった。それぞれに対応して煙管長さ削減率は①：0.843、②：0.833 及び 0.909、③：0.833、④：0.873、となっていた。

一様な円管内を等速度で流れる流体に対して作用する管摩擦は流速 v の２乗に比例し、管の長さ l に比例し、その直径 d に反比例する(管摩擦 $\propto l \cdot v^2 / d$)。ボイラの通風を単純化して考えるに、煙管内の流速 v を煙管の断面積に反比例するものとすれば、v は $1/d^2$ に比例するワケであるから、管摩擦 $\propto l/d^5$ となる。

上記の断面積削減を１本の煙管に代表させれば、その直径の削減比は①：0.969、②：0.961、③：0.913、④：0.957、となる。改造後の l/d^5 の値は①において 2.276、②において 2.368 及び 1.548、③で 2.276、④で 1.887、となる。無論、この理屈は過度に単純化されているが、これでは燃焼ガスの抜けが悪過ぎる傾向が現れて当然である。

果せるかな、何れもその成績は不満足なレベルに止まった。その総括は、燃焼室付加による蒸発量、ボイラ効率、燃焼効率の向上はほとんど無く、燃焼改善(シンダの低減)も見られなかった。蒸気室蒸気温度が若干低下した点は却ってマイナスであったが、煙管入口ガス温度の低下を見たことだけはボイラ保守の点から評価に値する、という、かなりの落胆を誘われざるを得ぬ体のモノであった[205]。

しかし、その後も試験は続けられ、その結果、燃焼室の長さを 606mm とし、過熱管の長さを 3989mm から 4797mm に増大した D50 の燃料消費量が 5~6%向上する事実や、大阪鉄道局の燃焼室付き C51 において燃費が 3%向上している事実も明らかにされた。

それでも、1933 年度車輛研究会特別委員会においては保守上の困難が指摘され、将来、設計される大形ボイラへの採用に含みを持たせつつ、その直ぐなる普及には待ったがかけられている。

そして漸く、1943 年、細川泉一郎主任技師と衣笠敦雄技師らによって開発された D52……鉄道省の車両限界ギリギリを狙った太い缶胴部と低質炭の焚火に適した大きな火格子面積を持つ火室に特徴付けられるボイラを D51 の下回りに載せた重量貨物用機関車……が鉄道省における機関車ボイラ技術の流れの転換点となる。

即ち、D52 には機関車重量増大に伴い、C59 従台車の二の舞が演じられることを防ぐべく、ボイラ重心を前方に移動させるための奥行き 920mm の燃焼室と 5m の煙管を有するボ

[205] 官房研究所第二科 大井分室「燃焼室ヲ附加シタル機関車ノ試験成績ニ就イテ」『業務研究資料』第 21 巻 第 42 号、1933 年、日本国有鉄道『鉄道技術発達史 V』302 頁、参照。

イラが与えられた。

ところが、この D52 のボイラは試験台試験において C59 と並ぶ島のもう一つの代表作 D51 の燃焼室無し、5.5m 煙管装備のボイラに対し、燃焼率において＋11.5%、ボイラ効率において＋7%という素晴らしい性能を発揮した。この燃焼室と 5m 煙管とから構成された重厚な、即ち最大蒸発量もその持続時間を規定する罐水容量も大きいボイラこそは C53 の二番手後継機、C62 のパワーの源となったものである。

また、D52 の成功があったからこそ、従台車の過大軸重という体質的欠陥に悩まされて来た C59 の第３次車＝戦後型にも上述の通り燃焼室付きボイラが装備されるようになり、ボイラ火室天井鋼板の材質不良を託(かこ)っていた戦時型についても保守性向上を期して燃焼室付きボイラへの改造が進められる運びとなったのである(但し、燃焼室設置によるボイラ重心前方シフトの“ドンツキ”加重効果については不詳)。

重心位置の補正(前方移動)を当初の狙いとして燃焼室を与えられた D52 の大径ボイラはかかる功績ないし好成績故に歴史の転換点となったのであるが、実はここには今一つ、大きな問題が伏在していた。

即ち、この決定的現実にも拘わらず、鉄道省がボイラ効率を算出するためのツールとして頼っていた件の朝倉式や技研･岡本式といった計算式を用いて弾くと､却って D51 のボイラ効率の方が D52 のそれよりも高いという結果にしかならなかったということ、これである。無論、D51 を用いて実施された本線試験の結果も、鉄道技術研究所における試験台試験の成績も、これらの式による計算値とは大きな齟齬を示していた。

同じことは鉄道省･国鉄で愛用された運転局式ボイラ引張力計算法(Strahl[独]の方法[1913 年]に準拠)や工作局･朝倉式計算式、それらを整理した島秀雄のボイラ引張力等計算図表、その他 Kiesel 式、東京鉄道局･山内式(修正 Kiesel)、岡本式、技研･岡本式、同･中村(良蔵)式といったボイラ引張力算出法についても該当し、その何れもが実は島世代以降の鉄道省蒸気機関車の性能にはマッチしておらず、試験台試験成績との間にも相当の誤差を生じていた。

かような実験式や計算図表を弄(いじ)くる擬似研究行為それ自体は鉄道省エリート技術者の存在証明にはなっていたであろう。しかし、大正時代に基礎が作られた諸理論のメインテナンスやリハビリテーションに拘泥する一方、試作や体系的な試行錯誤を通じた研究開発という真っ当な行為の裏付けとは疎遠であり続けた鉄道省の技術官僚体制＝典型的な pedantocracy は、電気車や内燃車両時代の到来を目前に控えた昭和戦前期から戦中期にかけて、正しくその本陣をなす蒸気機関車技術の最終局面において、既に破綻の瀬戸際に

瀕していたのである[206]。

試みに鉄道省の蒸気機関車ボイラの進化を表す指標を並べてみたのが次の表 11-4 である。時系列的にではなく論理的発展序列として観た場合、鉄道省の機関車ボイラは D50(C53 もほぼ同じ) → C59 第３次 → D52(C62 もほとんど同じ)、と、理詰めそのものの粛々たる進化を遂げて来たように映る。

表 11-4 鉄道省機関車ボイラにおける性能指標の推移

変　　数	指　標	D50	C53	C59/1 次	C59/3 次	D52	C62
H：全伝熱面積 m^2 H_f：火室伝熱面積 m^2 H_t：煙管伝熱面積 m^2 H_s：過熱伝熱面積 m^2 G：火格子面積 m^2	H／G	68.40	67.85	73.79	66.57	63.61	63.51
	H_s／H	29.21	29.21	29.47	37.16	31.60	31.66
	H_t／H_f	10.57	10.44	12.27	8.25	8.23	8.42
	H_f／G	4.15	4.15	3.88	4.46	4.64	4.55

藤田『蒸気機関車の設計と構造理論』35 頁、【参考－2】を元にデータを採集して作成。

しかし、ひとたび時系列的序列に従って、ここに C59 第１次グループのそれを割りこませてみるが良い。すると、数値の並びは下がるべき趨勢に反して上がってみたり、上がるべき流れに抗して足踏みしたかと思えば逆に下がったりと、一遍に落ち着きを失ってしまう。つまり、発展のストーリーに背く分子の介在という厳然たる事実が無機的数字の展開を通じて浮き彫りになって来る。

繰り返し述べて来たように、元々、鉄道省の技術体制においては言葉の真の意味において研究開発の名に値するような行為が範疇的に欠落していた。その上、此処へ来て、鉄道省における蒸気機関車技術のリーダー、即ち多賀や島の思考、あるいは“朝倉‐島的な知性”は開発における第１次的アプローチのための道具から技術進歩に対する桎梏へと転化するに到っていたことになる。

無論、仮令(たとい)そうであったにせよ、鉄道省工作局の技術者に桝本式概算法の誤差に気付き、Stodola 博士の著書と首っ引きで蒸気タービン設計に係わる新たな実用理論開発に腐心した海軍艦政本部第五部の技術者と同一次元の働きを望む訳には行かなかった。蒸気機関車工学はとうの昔から理論的発展性の枯渇した経験工学として凝り固まっていたからである。

---

206 D52 と D51 とのボイラ効率比較については日本国有鉄道『鉄道技術発達史 V』302~303 頁、参照。

この種の様々な計算式、計算図表について簡単には横堀前掲『鉄道車両工学』48~56 頁、一色左右門『実務運転理論』32~35、39~62 頁、参照。一色はそれらと現実との齟齬について明快に論じている。

蒸気機関車技術と鉄道省の技術官僚体制との関係については拙著『鉄道車輌工業と自動車工業』日本経済評論社、2005 年、３~６頁、参照。

蒸気機関車工学の歴史を繙くに、天才、名人の類には事欠かぬが、あたら一人の Stodola 博士無きことを悔んでみても、それは詮無きことである[207]。

(5)その後の満鉄ミカニ

C53 にはそれについて回る没論理的にして非現実的“名車伝説”にも拘らず、短い現役寿命しか与えられなかった。この事実を顧みるにつけ、Alco の設計になる満鉄唯一の３気筒機関車、1924 年生まれのミカニの命運に思いを馳せざるを得ない。

既に触れた通り、ミカニは1933年にクランク軸のウェブ、ピン圧入部に折損を続発させ、後継機ミカシの開発を促した。しかし、1934 年度に設計されたミカシは翌年に川崎車輌と汽車製造で合せて 15 両製造されたに止まった。何故、このような小所帯に終ったのかについては不明である。

ミカシは３気筒機関車の将来性に対する Wood のつれない言葉そのままに、50%制限カットオフ式の２気筒機関車として誕生した。気筒寸法は 630×760mm。動輪径は 1500mm に拡大され、最大軸重こそミカニの 23.24t に対して 23.02t と大差無かったが、運転整備状態における動輪上重量は 84.43t 対 91.72t でミカシの方が 8.6%優っていた。50%カットオフを活かすため、燃焼室と E 型過熱装置とを設置されたボイラは火格子面積においてはミカニと同一の 6.25m² であったが、17kg/cm² という満鉄ないし国産蒸気機関車の中では最高の蒸気圧を発生させた。これらによりミカシは速度の点でミカニを凌ぐだけでなく、最大牽引力の点でも 25.60t を発揮してミカニの 25.52t を気持ちだけ上回り、燃費においては一段と優位に立てる、との皮算用の下に開発された。

それは恰も C52 に対する C53 の優位性と C53 に対する C59 の優位性を兼備させようとするが如き開発目標であった。実際、条件次第でミカシはミカニはに対して 22.6%という石炭消費削減を実現した、というデータも採られている。

然しながら、

---

207 現代タービン工学の揺るぎ無き基礎を築き上げた碩学、チューリッヒ工科大学教授 A.,B., Stodola 博士(1859~1942)は蒸気タービンのみならずガスタービン技術においてもブラウン・ボベリ社(現：アセア・ブラウン・ボベリ)の技術顧問的立場からその実用化に決定的な貢献を果した工学史上の巨人である。博士のパイオニア的研究業績を反映させるべく版が重ねられたその主著 *DAMPF-UND GAS-TURBINEN.*の第６版(Berlin, 1924)は千百頁を超える大著となった。この書物は「かの Stodola の著書の名著たる所以は、啻(ただ)に蒸汽タービンの知識のみに止らず廣く工學者に對し『工學上の問題を如何に解くべきか』につき示唆に富む内容を提示せる點にある」(大賀悳二『蒸汽及瓦斯タービン』序)とまで称揚された斯界の金字塔をなしており、島秀雄が２度、受賞した東京帝国大学工学部の成績優秀賞“故ウエスト教師奨学賞”(通称“ウエスト賞”)の賞品としてこの書物が授与された故事もある。

Stodola 博士の業績については三輪修三『機械工学史』丸善、2000 年、107 頁、拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』146~147 頁(注４)、155 頁(注 60)他、参照。

ミカシ形をミカニ形のダイヤで運行すると、動輪径が 1,500mm であったので、ピストン速度が遅くなり過ぎて、萬家嶺の勾配を登り切れずスリップしたこともあって、結局制限カットオフを 60%とし、その後貨物列車のダイヤも変更したという話であった(『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』200 頁)。

との伝聞が残されている。

これは明晰な記述とは言えないが、論理を通せば、50%カットオフでは牽引力が不足がちとなるため、加減弁開度を増すことになるが、その場合、トルク変動が過大となって空転を来す頻度が高かった。従って、制限カットオフを 60%に伸ばすと共に、加減弁をやや絞ってトルク変動を抑制した。結果的に均衡速度は高まり、ダイヤ改正が必要となった、ということである。

然しながら、かような運転法では加減弁において大きな絞り損失(圧力降下＝熱エネルギの散逸)が発生するため、燃費の良い運転は不可能となる。これでは恐らく、ミカシの性能は看板倒れに終わったことであろう。燃費を向上させるにはこの逆に、カットオフを可及的に詰め、加減弁を満開にするしかないからである[208]。

それかあらぬか、ミカシの配備が僅か 15 両で終わったため、41 両のミカニはクランク車軸折損事故の克服後、相変わらず連京線南部の主力重量貨物機として侵略の鉄輪を軋ませ続けた。

それにも拘らず、小熊米雄は 1972 年の時点において、“機関車を消耗品と考える一方、その負荷率を常に正規の水準に維持することを当然とするアメリカでならともかく、機関車を日常的に過負荷状態に追い込む一方で、これを長く稼動させようともするわが国の貧乏臭い気風の下では３気筒のような複雑な機関車は所詮、使いこなし得ない性格のものであった”、といった意味の総括を行っている(『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』200 頁)。

また、その長らく不明であった戦後の動静については鉄道史研究家の田邊幸夫も、

３気筒という特殊な構造から、日本の C53 同様、戦後中国においては比較的早く淘汰されたのではないかと推測されていた……。

と記している(『大陸の鐵輪』146 頁)。

ところが、ミカニは敗戦後、ソ連軍の管理下から中華民国時代を経た新生中国において、“解放２型”の名で引続き遼東半島は大石橋~瓦房店間の山越え線区に留まり、日本人が知ろうが知るまいが、建設の鉄輪を轟かせ続けていた。そして、少なくとも 27 両のミカニはかの中国国産重量貨物機“前進”号(1E1)が増備される 1960 年代まで主力重量貨物機として現役に留まった。

これに対して、総勢で 15 両を数えたミカシの方は如何であったか？ 正確なところは判っ

---

[208] ミカシについては市原・小熊・永田・安養寺『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』198~200 頁、同、『南満洲鉄道の車両 〈形式図集〉』誠文堂新光社、1970 年、30 頁、田邊幸夫『大陸の鐵輪』148~151 頁、参照。

ておらず、田邊もミカニ同様であったのでは……、と推測を語るだけであった[209]。

然しながら、少なくとも１両のミカニが現存するのに対してミカシは１両も保存されていないことも手伝ってか、中国鉄道出版社『中国蒸汽机車世紀集影』の記述は明らかにミカニの方を大きく取上げている。即ち、ミカニについては、125 頁全部を費やし、現在は瀋陽蒸気機関車博物館に保存展示されている機関車 JF_2 型 2525 号の大きなカラー写真を掲げると共に、その解説においては、

> 1924 年満鉄従美国机車公司(ALCO)購入５台、1925 年開始由満鉄沙河口工廠、日本川崎、日本汽車等廠製造 41 台。本台机車系 1929 年日本製造。机車及煤水車総重 178.8 吨、車長 22340 毫米、車排列号 1-4-1 式。原配属満鉄、称号ミカニ型。1951 年改号解放$_2$型。這種机車有３個汽罐、牽引力大、在瀋陽鉄路局瓦房店机務段担当大石橋至瓦房店間長大堤道重載貨物列車的牽引任務。1990 年取消該型机車。2525 号机車現陳列干蘇家屯机車陳列舘。

と述べ、ミカニが３気筒で牽引力が大きく、大石橋~瓦房店間の勾配線区での重量貨物列車牽引の任務を遂行した旨、当時の保存展示状況と共に簡明な文章で綴られている。英訳も添えられているが、日本人ならほぼ通じるであろう漢語であるから、英語も和訳もここには掲げない。

これに対してミカシについては如何に、と見れば、雑多な派生型式と合わせて D51 を凌ぐ 1124 両＋αの大所帯をなしたミカイと頁を折半させられた上、ただ、不鮮明な写真、製造所、総重量、全長、動輪径、車軸配置、改号履歴、型式抹消年についての無機的データが並記されているのみである。

これだけでミカニが優れていたことの証明になるワケではないが、新中国建設への貢献度において 1980 年頃まで現役に留まった 2525 号を筆頭に、ミカニがミカシを凌駕する役回りを演じ切ったこともまた、抹消され得ない事実であったと推断するに如くはあるまい。

この長寿は数量的には較べられるべくもないが、ミカニとほぼ同年代にして、恰もをこれ 1E に組換えたかの如きドイツ国鉄標準・３連ワルシャート３気筒貨物機＝44 型の現役期間に匹敵するものであり、大いに称賛されるに値するであろう。

ミカニは厳しい環境下で重責を担いつつ長命を全うし得た。その所以として思い当たるのは、原設計が、その根底に在った筈の機関車使い捨て思想にも拘わらず、バランス良く出来ていたこと、“中ビク”潤滑法に一日の長があったこと、Alco 流“２＋１”気筒ブロックが気筒~第１動軸間距離の短い 1D1 の軸配置に適していたこと、気筒ブロック鋳物の設計が良く、タチの悪い亀裂等を発生させなかったこと、そして台枠の余裕強度自体も大きかったこと、であろう。今更「何々と比較して……」、などと添える必要などあるまい。

---

[209] 田邊『大陸の鐵輪』146 頁、中国鉄道出版社『中国蒸汽机車世紀集影』2001 年、125 頁、参照。

おわりに

熱機関技術史の立場から述べれば、蒸気機関車進化の過程において標準化へと至った最後の技術は過熱であった。それ以外の技術となると、複式(2段膨張)はおろか、本稿のテーマである3気筒化、つまり気筒をたった1個加えるだけで喧々囂々たる議論の渦であった。かような特殊性に凝り固まった固有領域＝袋小路は熱機関技術史の外縁部にこそ相応しい。

しかし、短期的には3気筒機関車 C53 の開発とその後の運用、更にはその鉄道省関係者による自己評価を分析し相対化することを通じて日本の近代化、輸入代替工業化、ひいては鉄道省という機械化部隊の技術体制としての特殊性の内実が浮き彫りにされることもまた、確かである。

C53 を極端に高く評価しようとする(その分、C52 を蔑む)集団はそれが特急牽引機として長く用いられた、という点を強調したがる。実際、走行中の人力給油などという悲愴な努力……まかり間違えば特攻隊まがいの命の使い捨て……に護られながら C53 は鉄道省の蒸気機関車としては長く特急牽機として用いられた。

だが、C51 は客車の鋼体化に、C59 は(特急の運行は 1944 年4月1日に一旦、廃止されているが)戦後、ヨリ近代的で大出力の C62 に追われたのであり、その C62 は電化に追われたのである。特急牽機として用いられた期間の短さには夫々、然るべき理由がある。特急牽引期間の長さは必ずしも機械としての良い評価には短絡せしめられ得ない。

長い期間頑張った、などという点を持ち出すなら薄命に終わった C53 などよりも、Alco 起源で C52 の先輩、一度クランク折損を経験しながら、部品供給面でも整備の人手の面でも内地より遙かに不自由な敗戦前後の中国大陸を生き抜き、“前進”が増備される 1960 年代まで中国、旧連京線の勾配区間で重量貨物牽機として重用され、1980 年頃まで現役に留まったと伝えられる旧満鉄の半国産3気筒機関車ミカニについてこそ解明され、語られるべきことは遥かに多い。

島が自讃して止まぬ D51 は D50 を整理整頓し、鉄道省の技術的伝統の地平に引き戻した作品であった。しかし、両方乗った機関士の中には空転し難い D50 に軍配を挙げる向きがある。C52 こき下ろしと C53 過大評価と並んで、この辺りにも国鉄史観の独善性･一面性が馬脚を現している。

C53 のスムーズな走りにしても、それは3気筒なればこその特性であって、個別設計の良し悪しとは別次元の問題である。

そういった意味において、C53 は特別な“名機”などではなかった。むしろ、どちらかと言えばそれは設計上の“欠陥”に満ちた機関車であった。しかも、“オリジナリティー”が主張された箇所ほど大きな、質の悪い問題を抱えていた。

C53 型蒸気機関車は弁装置設計の不備故に特定クランク角において生じた背圧過多に起因する“金縛り”をはじめ、弁装置を含む各部の容量ないし強度不足、工作不良等、軽重多くの欠陥を露呈した。

弁装置設計の不備、クランク車軸の基本設計においてバランシングに気を取られた独り

よがりが演じられ、ドイツ流“横着設計”の模倣にも部分釣合の徹底にも踏み込めず、せめてその代償措置として中央クランクピンの潤滑に慎重を期し、ミカ=ないし Alco 重量貨物機流のグリース内部給脂方式ぐらいを手当てしておかれて然るべきところ、これを月並み極まるビックエンド油壺による外部給油で良しとされたこと、台枠設計において3気筒機関車の特性が十分汲み取られていなかったこと、以上が C53 設計上の四大欠陥である。

確かに、C53 並の“中ビク”外部潤滑法は健全かつ頑丈なクランク車軸を設計した Gresley や Cook をはじめ、多くの蒸気機関車設計者によっても採用されている。それにも拘らず、この給油法は機械設計一般という観点から見るに巧みな手抜き以外の何ものでもなかった。極小、低速機関を例外として、どのような据付機関にせよ舶用機関にせよ、クランクピン軸受に対する蒸気機関車における場合ほどイイカゲンな潤滑設計は少なかった。

Cook による Gresley A4 の改良は見事な成果に結実しているとは言え、彼があの改良設計によって連続高負荷運転時の帯熱を完全に抑止する所存であったとすれば、それは厚顔の限りである。Cook は恐らくそんなことは毫も望んでいなかった。むしろ、その成功は“急行旅客用機関車というモノはロッキー越えでもさせられない限り連続高負荷運転には供されないし、長丁場の峠越えの場合とて舶用機関や発電用機関における数日から数年に及ぶ連続高負荷運転とは桁違いの負荷強度しかない”、という正しい割り切り方の勝利であった。

蒸気機関車と据付機関とを比べ、前者について、

> 其の構造一見簡単なるが如きは寧(むし)ろ器械精巧の極にして無数の真理を其の内に含有するに依る。

と語った森らの言葉は蒸気機関車が際どい妥協の上に成立するものであるということをも告げている。

言い換えれば、“中ビク”潤滑に関して Gresley の A4、更に Cook の改造版 A4 は際どい妥協に、あるいはその安全マージンを高めることに成功した作品であり、C53 は際どい所で妥協し損なった作品であった。クランク車軸の設計が拙(まず)かったらマズイなりに、その埋め合わせとして潤滑により多くの意を用いるべきであった。それにも拘らず、島はそれを怠った。挙句の果てが、鉄道省の隠された伝統であったとは言え、特急牽引に際しての“特攻隊”的給油係の登場であった。

元来、蒸気機関車はその乗務員及び検修員に寒風酷暑の下、絶えず危険に満ちた重筋労働を強いる性質(たち)の機械であった。乗務員には常に検修員の役割が押し付けられていた。排気中の有害物質や断熱及びシール材として安易に濫用されていたアスベスト・ダストの吸引による障害など、蒸気機関車を巡る現業職員の労働環境については十分明らかにされぬまま歴史の底に沈んでしまった負の遺産も数え切れぬであろうが、それらについても乗務員 OB における平均余命の短かさという状況証拠が問わず語りに教えている。

かかる負の側面を助長し、激性化させた最大にして内生的な要因は鉄道省、国鉄における焚火法に象徴される人間使い捨てを省みぬ経済主義とダイヤ至上主義であった。かような背景の下、機関車構造技術上の不備に対する尻拭いとして演じられたのが C51 や、とり

わけ C53 の特急牽引仕業におけるこの“特攻隊”的給油、というワケである。

しかし、それでもなお C53 は鉄道省の蒸気機関車開発技術史の中においては一際目立った冒険の成果であり、爾後の開発に高いハードルを与えた点においては十分、進歩の一階梯というその存在意義を全うした機関車であった。

島父子の間に朝倉を挟む三代の将軍によって領導された鉄道省･国鉄における蒸気機関車開発技術陣は厳しい制度的、社会的足枷を課されながらも正しい優先順位付けを行い、多くのことに順次取り組み、一つの流れをなす着実な業績を積み重ねて行った。

確かに、そこには研究と開発とが別個に存在していただけで、研究開発と呼べる営為は存在しなかった。また、その作品群は最終局面を除けば習作の連続であった。徹底的な練成に耐える作品も無ければ、その最終章においてさえ極限設計には程遠く、主要部分へのころがり軸受の採用やボイラはじめ要部への特殊鋼導入等、未成に終った課題も山積していた[210]。

設計者の魂の昇華と形容されるに足るほどの“凄み”を感じさせる作品を遂に欠いたことは中進国的継ぎ足し技術の習いとして止むを得ないことであったかも知れない。その開発成果が内部市場にほぼ限定されるモノではなく、主として海外市場に頼る体の作品群であったとすれば、彼らの振舞いは全く異なっていたであろう。また、当の内部市場においてさえ、車両限界、軸重制限、“hammer blow”に係わる 15%制限が緩和されていたとすれば、鉄道省･国鉄の蒸気機関車は実際とはかなり異なる進化を遂げていた筈である。

それやこれやを勘案するに、島などは「厳しい制約の下で頑張り、国鉄内部で大事に遣われる分には十分合格と言えるレベルに到達したけれど、世界のそれに追い付く実力が身に付かぬ内に電化やディーゼル化が時代の要請となったため、今度はそれに注力することになりました。そして新幹線で世界の頂点に立てました」とでも正直に総括しておれば、それで立派に体面が保てた筈である。

しかし、島は決してそのようなスタンスは採らず、また諸侯も外様大名たちも官尊民卑、情報独占時代さながらの尊王攘夷的目線のまま、「国鉄の蒸気機関車技術は世界に冠たるものであった」とか、「作品は全て名機であった」などと根も葉もない不可謬説を繰り返し、虚言の上塗りを重ねてた。

この思想と行動は尼崎脱線事故を巡る JR 西日本の責任隠蔽工作をはじめとする JR 各社の独善的行為の中に脈々と受け継がれている。“C53 名機説”はその典型ないし原点であり、“国鉄史観”はこれを普遍的表現型に高めたモノに他ならない。

そして、この余りに自己保身的な思想に侵された結果、蒸気機関車国産化を巡る試行錯誤の階梯はハチロク、キュウロクを以て終りを告げ、以後、国産技術はシゴイチで世界的水準に到達、順風満帆の開発ストーリーが描かれたかのような技術論無き太平楽が独り歩

---

210 ころがり軸受については拙稿「鉄道車輌用ころがり軸受と台車の戦前戦後史」(本稿連載終了後、連載開始)、参照。

きすることになる。あまつさえ、それは内燃車両や電気車両の領域にまで拡張され、挙句の果てにこの国の産業技術史全般に係わる正しい認識が妨げられる不幸な状況まで醸し出されている。C53 名機説は単なる個別事例を超えた、実にその病根の核たるものである。

だが、左様な不可謬説など、技術史における皇国史観とでも言うべきもの、煎じ詰めれば只の嘘っぱちに過ぎない。外の世界の技術開発におけるストーリーを見てみるがよい。MTU(独)が新型の大形高速ディーゼル機関を開発すると、程無くこれを模倣したかのような国産品が横行する。しかし、模倣的作品が馬力当り重量他の点で本家を凌いだ例(ためし)など一つも有りはしない。

飛行船 *Hindenburg* の時代より常に大形高速ディーゼルの極限を窮め続けて来た者、限界を超えた挑戦と挫折の繰返しを通じて限界を知った者とそうでない者との差は厳然として存在する。さればこそ、先駆者たる者、失敗を隠したりなどしはしない。それを糊塗する作為が有害無益であることを知悉しているからである。

日本海軍において最後の艦政本部長を務めた渋谷隆太郎は失敗経験の重要さについて次のように述べている。

> 如何なる技術も故障錯誤を階梯として進歩するものであるから、故障の経験を沢山持って居るものが優れた技術能力を持って居ると見ても誤りはない。この意味からすれば我海軍がタービン故障の経験を持ったことは見様によっては喜ばしい現象であると発言した所、そんな考えの持主がタービン整備の任にあるからこんな故障が続出するのだ、と一喝喰わされたが、前にも申した通りこれ等タービンの故障が旧海軍タービン進歩の貴き階梯であったと云う自分の考えには少しも誤りなしと今でも信じて居る。
>
> 欧米先進国にはタービン翼車のバーストは随所に起って居る。我国は今日に至るまで僅かに2件である。其の一つは湊川発電所に於て、他の一つは長崎造船所に於て爆発した。しかし前者は GE 社製のタービンであったから国産タービン翼車のバーストは僅かに一件である。
>
> この一事を見ても我国タービン技術が欧米先進国に及ばず今日に於ても尚彼等と技術の提携をすることによって其の不足を補いつつある実情が理解し得る。斯く申すと機関の故障を謳歌する様にも聞えるが、決してそうではない。出来るだけ故障を少なくして大なる進歩を期待するのが当然であるけれども、技術発達の歴史を見れば錯誤故障の大きさと進歩の程度は正比例して居る(生産技術協会『旧海軍技術資料 第1編(2)』1970年、66頁。傍点は引用者による訂正箇所)。

かく語る渋谷元技術中将こそは、アメリカの対応物とは比較にならぬほどお粗末な機械であったとは言え、先次大戦を一件の重大事故も起さぬ高い信頼性を以って戦い抜いた艦

本式タービンの定礎者であった[211]。

そして、恰も渋谷の遺志を呈してでもいるかの如く、三菱重工業長崎造船所においては今もなお、その破裂飛散したタービンローターの断片が、わが国においては稀有と言うべき挑戦的歴史の証言者として誇らしげに展示されている。

滅亡した旧海軍の技術リーダー渋谷や日々開発に身を捧げる企業人が見せるような率直さは、遺憾ながら、生き延びた鉄道省の技術リーダーとしての島の発言からは少しも感じられない。そのことを通じてこの組織の独善的体質が象徴的に表現されている。

無論、“日本が戦争に負けたとは思っておらぬ”という渋谷の妄言や、明治この方わが国を低劣な侵略戦争マシンに貶め続けて来た歴代指導層やその末裔たちの低能さ加減は哀れと言うも愚かである。

加うるに、そもそも、鉄道省･国鉄は運輸のための組織であって、技術開発を生業(なりわい)とするメーカーなどではなかった。列車の安全運行こそが鉄道省･国鉄に一貫して課せられていた至上の責務であった。従って、その開発体制の不備を論(あげつら)い、あまつさえ尾羽打ち枯らしたその末期の姿から往時の鉄道省･国鉄を批判するなど、スペックいじりと同様、誠にたわいない所作とも言える。

しかも、日露戦争当時のB6(533両)、第1次大戦前後の9600(784両)、D50(380両)、15年戦争期のD51(1115両)、D52(285両)、と、量産機種の製造実績に象徴されるように、国有鉄道における蒸気機関車の歴史は軍事輸送のそれであり、人間使い捨てを省みぬ経済主義とダイヤ至上主義の淵源の一つはこの軍事輸送に与えられた優先順位の高さにあった。軍事輸送の歩みは総じて苦難の途であったが、とりわけ最後の負け戦(いくさ)、十五年戦争の前後に国鉄現業職員が嘗めさせられた辛酸は筆舌に尽くし難いものであった。その一端については既に観て来た通りである。

元･鉄道省~国鉄機関士、向坂唯雄は戦時から占領期にかけての国鉄乗務員の窮状と機関車の惨状と決意を次のような文章によって表現している。

> 私は多くの場合、腹をへらし、粗末な服を着て、解体寸前の靴をはいていた。そういうものだと思っていた。東京は焼野原で、機関車はボロで、だから仕方がなかった。
> ……中略……
> 当時、私たちが乗務する蒸気機関車は、いたる所が故障していた。タンクからは水がもり、パイプからは蒸気がもり、ホースからは空気がもれた。ひどい時には、各駅毎に火床整理をして、やっと走っていた。終戦の日にも、汽車は走っていた。進駐軍が占領にきても、汽車はとまらなかった。
> 戦争中には、汽車がとまれば日本がまけると思った。終戦後は、汽車がとまれば、東京中の人間が餓死すると思った。私たちは、命じられれば、どんな無理をしても、

---

211 渋谷の業績や艦本式タービンを含む舶用蒸気タービンの技術史については前掲拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』、参照。

汽車を運転した。無理を命じるのが、日本軍でも、連合軍でも、同じ事だった。私達が直接取組む相手は、D五一や九六〇〇の機関車だった(向坂唯雄『信じ服従し働く』永田書房、1976年、198頁)。

同じことを、これも元鉄道省~国鉄機関士にして組合活動家でもあった風間末治郎は次のように総括している。

……無謀な侵略戦争の戦後の始末を国鉄に押しかぶせ、国も当局も具体的な解決策も打ち出せない結果…【としての大量予備人員抱え込み】…の中で、外地からの、あるいは全国各地の部隊からの復員者の輸送、外地からの帰還者、疎開者の復帰、食料不足の中で日常生活品の輸送は瞬時も中断が許されない、戦時体制下で【簡易線運転規程をねじ曲げ、9600を簡易線に乗り入れさせるなど】運転規定(ママ)や建設規定(ママ)を改悪してまで、酷使し荒廃した国鉄の諸施設や機構をもって、生活の困窮と劣悪な労働条件の中でこの任務を遂行したのは国鉄労働者であった(『機関車 罐焚きの半生記』私家版、2002年、144、147頁、【 】内引用者)。

敗戦のその日、従前同様の哀しき使命感だけに支えられ、列車安全運行に挺身した鉄道現業職員の姿が見られなかったとすれば、この敗戦国の何処に復興への希望が見出され得たであろうか?

あるいはまた、この国の鉄道と工業技術の再興のため、毅然として占領軍に対峙した運輸省動力車課長 島秀雄の姿がそこに無かったとすれば、この極東の植民地があれほど力強い復興を遂げることなどあり得たであろうか?[212]

無論、このように評価したからと言って、筆者は国有鉄道が戦争の被害者であったと主張したいワケではない。そのような主張は歴史の歪曲である。再度、強調しておくが、好戦国家日本帝国国有鉄道の実態は侵略戦争のための道具そのものであった。蒸気機関車はその要諦をなす技術であり、かようなモノとして開発され、製造され、運用された。

その挙句、海軍は滅び、国鉄は生き残った。そしてともかく、国鉄とその蒸気機関車が生き延びてくれていたからこそ戦後、日本は復興出来た。国鉄はこの国を背負って立つ巨大な機械化部隊として在り続けたのであり、蒸気機関車は文字通りその牽引車であった。それを動かす国鉄現業職員たちは大きな職責を全うした。C53 の出来が今一つであったにも拘らず、島秀雄は先見性に優れた技術的指導者として彼らの上に屹立していた。

それでもなお、現代技術史研究の立場からすれば、我々は詰らぬ「史観」の対立を超えた処でこの国における蒸気機関車開発、ヨリ広くは輸入代替国産化過程の即物的･客観的検証に取組むことを第一義とせねばならない。皮肉な言い回しをするなら、現代人が“昔のヒト”に対して抱く謂れなき劣等感の払拭のためにも……。そしてかかる場合、C53 名機説に対する理性的批判はその格好の教材となる。

もっとも、“名機”説批判も何も、当の C53 自体は既に戦前期にその盛りを過ぎ、復興初

---

[212] この点についても注194に述べた別稿の冒頭にて取上げられる。

期には早々と引導を渡されてしまっている。その引退が国鉄が標榜していた 25 年という耐用年数にも満たぬ 22 年目の椿事であったため、1953 年 7 月 23 日に開催された衆議院運輸委員会において、自由党の鈴木仙八委員などは 1067mm ゲージのニュージーランドやメーター･ゲージのタイの国鉄では 3 気筒機関車が引き続き活躍させられているのに、国鉄が C53 をその検修不如意を理由に早期廃車処分に付したのは管理不行き届き、無駄遣いではないのか、との国鉄批判を蒸し返したほどである(寺島京一「機関車史のうらばなし 16」『レイル』No.19、1979 年。本多邦康氏より提供)。

鈴木は本家 A3、A4 につい知る所が無かったようであるが、情報が開かれてさえいれば、新中国におけるミカニの健在ぶりも引き合いに出されずには済まされなかったであろう。

然しながら、何と比べられ、どう言い訳しようが、所詮、廃物は廃物であった。国鉄はかような批判にもめげず、その後も蒸気機関車の世代交代を密やかに続け、高度成長期には一転して大々的“無煙化”計画断行に打って出る。万博を訪れる外国人観光客の目に蒸気機関車を曝すことを恥じる余り、新大阪駅付近を通る城東貨物線から急遽 D51、D52 を放逐した一件に象徴されるように、その内実は先ず以て「維新の花に培いて　一等国の名を贏てる　我が日の本の開明に　我れ與らずと誰かいふ……」(“鉄道の歌”)と唄われた時代と寸分変らぬ“一等国願望”の現れであった[213]。

しかし、イギリスにおける鉄道技術文化の保存、継承活動との対極に位置するこの国の貧困極まるスクラップ＆ビルド「文化」の背景下に推進されたとあっては、かかる“無煙化”は人間使い捨ての技術並びにそれを現場サイドで自覚的に支え続けた精神文化そのもののドラスティックな切り捨て行為となる他なかった。

この間、これを背後から急がせたのが戦後、抑圧体制からの解放と共に覚醒と激成化の度を高めた国鉄労働運動であり、事態を一層こじれさせたのが技術体制における権威性の失墜であった。

即ち、国鉄は蒸気機関車時代、A1 から A3 を経て A4 を生み出した L.N.E.鉄道や、No.8000、Class 8800 を基礎に Class 9000 を開花させた U.P.鉄道･Alco におけるが如き実質的改良とは全く次元を異にする小技、見せ技の連発と、これを十重二十重に守り抜く運用並びに検修体制を以て自らの機関車技術における無謬性神話を辛くも維持して来た。

しかし、戦後、これを再構築しようとする試みは、少なくともディーゼル技術の領域においては、大いなる蹉跌を重ねた。技術体制更新期に拡大したかような綻びは終末期国鉄における労働現場の精神的荒廃に対する遠因の一つとしても記憶されるに値する。

最後に、視座を反転させ、蒸気機関車という存在をヨリ本質的に捉えておきたい。

そもそも、その出現当初、蒸気機関車は産業革命期イギリスにおいて綿工場の夜間操業

213 この歌詞の当該部分は中野重治『汽車の罐焚き』148 頁に部分引用されているが、その出典は定かではない。なお、大阪鉄道局編纂『鉄道用語辞典』博文館、1935 年の 537 頁や広く読み継がれている本山邦久『これだけは知つてほしい(鉄道一般常識編)』交友社、1939 年丁補再版、巻頭 24~25 頁には「鉄道歌」なる題名でこの歌の楽譜ないし歌詞が載録されている。

に必要不可欠であった灯火用ガス(都市ガス)製造の副産物たるコークスを焚いて慎ましく稼働していた。しかし、この幼い機械は1853年頃からヨリ供給潤沢にして経済的な燃料を求め、石炭のナマ焚きへと転じ、機関車ボイラの適応進化が始まった[214]。

かくて、蒸気機関車は化石燃料の無駄の無い使用という面で健全な発達を遂げかけていた総合的なエネルギー利用文明の一キャストではなくなってしまった。

Rudolf Diesel(1858~1913)がその晩年に語ったような、石炭を“野蛮”な直焚きに供することなく、これを乾留して石炭ガス(燃料)、コークス(燃料、製鉄還元剤)、タール(石炭化学原料、ディーゼル燃料)を得るといった無駄の無い技術体系は、更に時代が下った両大戦間期、彼の祖国たる資源小国ドイツで発達した。それは「まとも」を復活させる端緒となり得る開発行為であった。

対照的に、資源大国アメリカにおいては、早くも1920年代には機関車ボイラの重油焚きが一般化しており、その勢いは20世紀初頭まで薪焚きで通し、それ以降、石炭焚きに転じていた森林鉄道の王者Shay Geared Locomotiveにさえ及んだ。こんな有様では蒸気機関車がヨリ高い熱効率と運転性を誇るディーゼル機関車によって代替されるのは所詮、時間の問題であるように見えた。

第2次大戦は鉄道のディーゼル化を一時的に遅らせた。しかし、戦後は中東油田の開発を機縁として一転、石油文明が地球規模で跋扈(ばっこ)するに至った。このエネルギー転換により、戦時ドイツ的な「まとも」への取組みが根底から吹き飛ばされてしまったのみならず、アメリカ的石油文明の猿真似が世界標準へと栄達を遂げてしまった。

---

214 森彦三･松野千勝『機関車工学』上巻、51頁、参照。

Colburnに拠れば、石炭は不純物を含んでいる分、重量当り発熱量がコークスより低い。その上、石炭の燃焼に際しては含有される水の水性ガスへの分解に熱が吸収され($C+H_2O \rightarrow CO+H_2 - cal$)、水素の燃焼によって生成する水が気化熱の形で持ち去る熱もボイラ内では利用され得ないため(気化熱を差し引いた発熱量を低発熱量と呼ぶ)、重量当り有効発熱量はコークスの燃焼におけるより著しく小さくなる。よって、石炭焚きを行えば、火室~煙室温度はコークス焚きの場合よりも低くなる。

また、その燃焼に際して燃焼層を厚くすると可燃性ガスが酸素不足により未燃焼のまま排出されがちとなる。

従って、Colburnに拠れば、石炭焚きを経済的に行うには火格子を通じた酸素供給の不足を来さぬよう小まめに投炭して火格子面積一杯に薄い燃焼層を形成することが不可欠となり、かつ、頻回に投炭することによって燃焼層から揮発する可燃性ガスに焚口より2次空気を与え、その燃焼を促さねばならない(cf. Colburn, *ibid.* pp.213~218.)。

2次空気云々については幾分、時代の制約を感じさせられざるを得ないが、これらのことから帰結するのは、安価な石炭を焚く運用方法へのシフトは火格子面積の拡大と通風力の向上、焚火法の精緻化というハード並びにソフト面の適応進化を促さずには措かなかった、という命題である。因みにColburnは石炭焚機関車を“modern locomotives”と呼んでいる。

石炭に取って代わった石油は確かに「無駄なく」、「徹底的に」利用され尽すようになった。しかし、そのメダルの裏面として、この地上には脆弱極まる体系的浪費構造のモノカルチャーが形成されてしまっている。

とは言え、現代浪費文明が人類史上における邯鄲の夢にも等しい仇花である事実はとうの昔に明らかとなっている。今や、さしものエネルギー中毒文明も末期的様相を呈しつつあり、エネルギー資源の多様化と節約への圧力は日増しに昂進している。やがては温暖化狂想曲の幕切れとメタン･ハイドレード騒ぎの果てに、石炭を含む様々な固体燃料の利用法についての再考を強く促す圧力が加速度的に昂進して行くであろう。

だが、Diesel 自身による微粉炭ディーゼルに始まり 1990 年代アメリカの石炭スラリー･ディーゼルへと承け継がれた石炭焚ディーゼル、代燃車(固体燃料のガス化)、人造石油(石炭液化)といった代替エネルギーの研究開発史はすべからく内燃機関に固体燃料を直接間接に供する試みが陥った蹉跌の懺悔録となっている。個体燃料を内燃機関で焚く技術なるモノは長い苦難の道であった。今日においてもなお、その道に曙光が射して来ているようには見受けられない[215]。

超長期的には石油文明、エネルギー多消費文明の荒廃の果てに人類は燃料資源の一つとしてガス化にも液化にもそぐわない、即ちかくするにはコストの嵩み過ぎる固体燃料にまで眼を向けて行かざるを得なくなる。

だとすれば、典型的な３k 労働を強いる機械であったとしても(そのある程度の緩和は決して不可能事ではないが)、あるいは単体熱効率の点で少々ないし大いに劣ろうと(これは如何ともし

---

215 前者については、R., Diesel(拙訳)『ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか』山海堂、1993 年、147~152 頁、拙著『ディーゼル技術史の曲り角』信山社、1993 年、7 1~72、75~76 頁、後者については cf. J.,A., Caton and H.,A.,Webb, ed. *Coal-Fueled Diesel Engines*. ICE-Vol.16. ASME, 1992.

難い)[216]、雑多な固体燃料を作業物質と直接接触しないところで焚ける熱機関＝外燃機関が、それを用いる移動手段の一形態としては蒸気機関車のような動力車が、否応無しに必要とされるような個別的局面の到来は不可避である。

この命題が否定されぬ限り、300km/h、500km/h といった速度を有する陸上交通機関について云々して止まぬ当代とは対極に位置する未来という舞台装置の上に蒸気機関車、とりわけ３気筒蒸気機関車の復活を見る可能性が排除されねばならぬ謂れもまた、存在しない。

但し、それはあくまでも正負の歴史的経験を踏まえた合理的設計に基づく３気筒蒸気機関車でなければならない。Gresley 合成弁装置を用いるものではなかったが、確かに、イギリスにおいてもドイツにおいても、再出発への参考になりそうな例は在った。フランスでも Chapelon の名と共に記憶される、モノフレームの蒸気機関車として U.P.鉄道 Class 9000 に次ぐ出力と蒸気機関車としては高い効率を誇る３気筒複式機関車が気を吐いていた。

日本海事協会本部機関部の技術者であった星野次郎は事故対応能力の涵養という観点から「一種のシミュレーターとして、昔の損傷に関する知識を持つことが、機械の製造者あるいは機械の操作に従事する人達にとって、有効な手段になるものと思う」と述べている(『機関損傷解析と安全対策――NK 船 50 年の歩み――』)。同じことは蒸気機関車のような機械の新たな基盤技術の下における再設計についても該当するであろう。

Shay Geard の如き非･通常型は別格扱いされるべきであるにせよ、蒸気機関車の歴史を通覧するに、世界最高速度記録保持車 A4 も非･連節型として最強を誇った Class 9000 も、はたまた大怪我のダメージを古傷として抱え込まずに生き延びた満鉄ミカ₌にしても、C53 とは対照的なタフさを示し、長らく第一線で活躍した兵(つわもの)たちは申し合わせたように３気筒、

---

216 P.,R., Stokes, *ibid.*[Shadows of Steam.IMechE, *Small Scale Steam Plant.*, pp.14~18]に拠れば蒸気機関車の Overall efficiency at drawber(連結器において発現する正味牽引仕事ベースの熱効率)はディーゼル機関車の 20~25%、電気機関車の 22%に対して概ね 5~8%に過ぎない。

蒸気機関車の効率改善のリーダー、フランスでは上述の通り Chapelon によってリビルドされた４気筒複式機関車によって 1940 年、12.8%という記録が叩き出されているが、これなどは突出したデータである(この機関車には Lentz 揺動カム式ポペットバルブが用いられていた)。

これに対して、1954 年に誕生した 9F 級 1E･２気筒客貨両用機のそれなど、僅か 8%程度であったと見込まれている(因みに、そのラストナンバー、1960 年３月 18 日生れの No.92220 *Evening Star* はイギリス国鉄向け最後の蒸気機関車となった)。

なお、髙木は 9F 級と同じ年に１両だけ造られた３気筒単式急行旅客機、BR8 級パシフィック、No.71000 *Duke of Gloucester*(ポペットバルブを用いる Caprotti 式弁装置装備)の「全効率は最高 10%を超えた」とし、併せて「国鉄(JNR)最高水準の C591 号機では全効率の最高値が 8.6%であった」と述べているが(『近代英国蒸機の系譜』103、106 頁)、9F のケースを見るに、イギリスであれ日本であれ、伝統的な弁装置を装備した蒸気機関車の熱効率が 8%を超えれば、先ずは上等であった。

それも Gresley 式３気筒機関車であった。この厳然たる歴史的事実は仮初にも看過されてはなるまい。

補遺

クランク車軸の技術史

On the Technological Histoiry of the Crank Axles for Steam Locomotives.

―― An Appendix to " On the Class C53 Steamlocomotives of the Japanese National Railways " ――

はじめに

レシプロ蒸気機関を有する最もありふれた蒸気機関車における動力伝達はピストンから動輪上に植えられたクランクピンへと主連棒を介して駆動力を移転することによって実行される。この場合、動力取出し軸は通常の機関におけるクランク軸とは区別される「クランクディスク」と「車軸」との組合せという形を採る。

然しながら、“機関車トーマス”やその仲間の一部に見られるような内側気筒式蒸気機関車および３、４気筒蒸気機関車においては左右の動輪＝クランクディスク(連結動輪型の場合、連接棒のためのクランクピンを担持)を結合する車軸自体が１ないし２個のクランク･スローを有する「クランク車軸」とならざるを得ない。

内側気筒などという酔狂な設計が愛好されたのは、機関主要部の砂塵からの防御に関してこの方式が有利とされた点を除けば、気筒が真中に寄っているため往復運動部の不釣合慣性力の作用点間距離が小さく、ヨーイングやローリングのモーメントが小さくなるという専ら走行安定性＝速度向上可能性に係わる理由からであった。

３気筒機関車はこのせせこましさからの積極的解放を志向した試みの一典型であり、内側２気筒に屋上屋を架したかの如き４気筒機関車は、後述されるように、バランシングの更なる改善とこれによる回転数向上、クランクピン軸受負荷の低減等を目指して開発された今一つのアンチテーゼをなす。そして実際、欧米においては多くの複式･単式３・４気筒機関車群が永らく活躍している。

これらに組込まれたクランク車軸は、当然のことながら、他の用途に用いられる蒸気機関や内燃機関のクランク軸と設計、製造法を共にする存在となる。従って、機関車用クランク車軸の歴史を追うことはクランク軸一般の歴史を跡付ける作業に通ずる。

これを真正面から企てるとすれば、全体として膨大な一次資料ならびに関連情報の収集、処理を要する課題となってしまう。これは到底、筆者の能力を超える作業となる。

しかし、３気筒機関車のクランク車軸については本文にて一瞥を試みざるを得なかったという事情もあり[217]、そこで不十分にしか言及し得なかったその製造法の問題や、内側２気筒機関車及び４気筒機関車に用いられたが故に、事実としてクランク車軸の主流をなした２スロー･クランク車軸について、二次･三次文献に拠ってではあれ、かつ、国別の情報量の多寡には目を瞑り、せめてその設計並びに製造法に着目したデータ整理のメモを残し、翻っては日本技術の自画像を描くためのピースの一つを提示しておく位の義務はあろうと愚考し、この補遺を添えることとなった。

Ⅰ．クランク車軸の創生

１．19 世紀における中･小形機関用クランク軸の基本的態様

さて、クランク軸粗形材一般の製造方法として古くから頼られていた方法は削り出し、曲げ、組立の３つである。削り出しは盛金･鍛接法で得られた粗形材、太い棒材ないし厚板材から機械加工によって削り出すか、自由鍛造(芋鍛造)に拠って得られた凸状の粗形材から削り出す、といった工法である。曲げは文字通り棒材の曲げ加工で、棒材は鉄の塊から火造りされたから「鍛錬比のごく小さい鍛造」とも形容可能である。組立は各部を別個に火造りし、機械加工を施した後、圧入して組み立てる方法である。

図１　削り出し(slotted-out)クランク

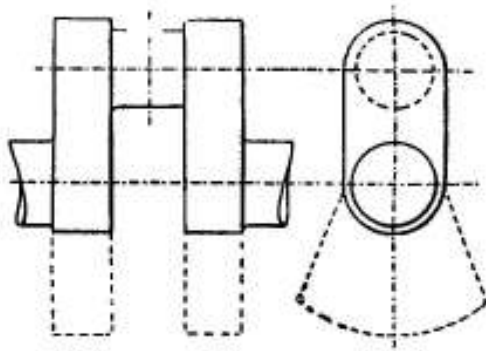
[217] 初出は拙稿「C53 型蒸気機関車試論(1/4)~(4/4)」『経済学雑誌』109 巻４号～110 巻３号、(2009 年３月～2010 年１月)。

Herman Haeder, translated by H.,H.,P., Powles, *A Handbook on the Steam Engine　With Especial Reference to Small and Medium-Sized Engines*. London, 1902,　p.49, Fig.168, 169 より。
破線は釣合錘。わが国の業界においてはウェブ間の削り出しを“枡抜き”、“ピン抜き”などと通称した。勿論、前者は除去される金属塊の形状に、後者はクランクピンを切出す工程の主旨に因む命名である。図 29、図 38 A、参照。

図 1 は削り出しのクランクである。素材は不明であるが、何れにしても凄まじい除去加工が必要である。まさに“為せば成る”式機械加工の賜である。また、素材が盛金･鍛接によって調達された場合は元より、自由鍛造粗形材であれ圧延材であれ、機械加工はクランク軸の長手方向に沿うその鍛流線を断ち切ることになるため、一体型であるとは言え、このテのクランク軸に高い疲労強度を期待することは出来ない[218]。

なお、破線のように釣合錘を配する場合、これ毎、ウェブを削り出してしまうか、別途、機械加工された錘をアリ組み･ボルト締め等の方法で後付けするか、何れかの方法が可能である。

図 2 は曲げクランクである。ごくアッサリした物で、Haeder に拠れば、可搬式の小形蒸気機関には専らこれが用いられていた。この方式なら疲労強度に優れ、使用現場での修理が不可能な可搬式機関のクランク軸として好適であったろう。

しかし、複数気筒を有する据付機関や単気筒でも機関の前後長を特に詰めたい機関の場合、かように間延びしたプロフィールのクランク軸では意図に適わぬため、他の回りくどい工法を以ってするクランク軸が使用されざるを得なかった。

図 2　曲げ(bent)クランク

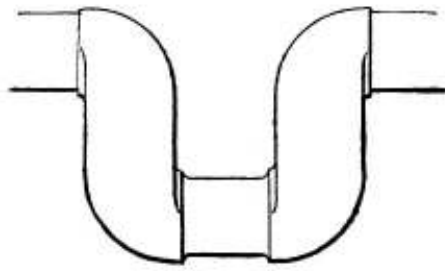
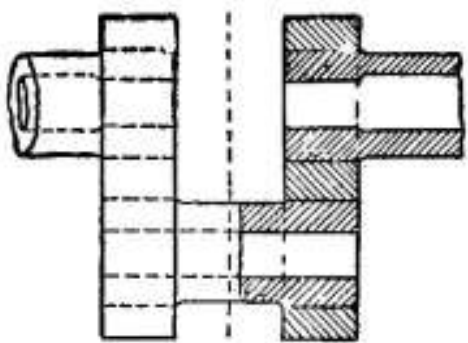
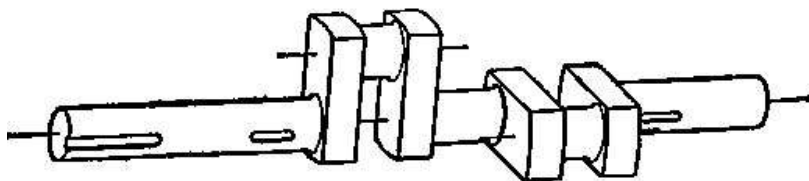
[218] 鍛流線(fiber flow, grain flow)とは鍛錬により鋳塊内部の粗大結晶組織が破壊され、併せて鋳巣、空孔等が圧着されることにより均一微細化された組織が鍛伸方向に伸ばされたもの。繊維長手方向の引張強度･靭性は高められ、同直角方向のそれは低下する。

ditto, p.50 Fig.170.

図３は組立式クランクの一例である。圧入部の滑りや亀裂がこの種のクランク軸に付いて回る不安である。組立式は如何にも安易、低級な工法に見えるかも知れぬが、空冷星型航空発動機のクランク軸はほとんどがこの組立式であった。本図の例においても比較的高級な機関のクランク軸であったと見え、軽量化(と若干の応力分散)のための中空加工がピンとジャーナルに施されており、ジャーナル部には段付き加工までなされている[219]。

図３　組立式(built-up)クランク

ditto,　p.46, Fig.148.

並列ないし直列２気筒蒸気機関においては２スロー･クランク軸(図４)が用いられた。内燃機関であれば２つのスローの位相は 360°ないし 180°となるが､始動電動機等によってではなく自立的に起動し、かつ、大きな起動トルクの発生を求められる蒸気機関においては 90°位相のクランクが用いられねばならない。蒸気機関は普通、複動であったから、かくすることによって発生トルクの脈動も一応、我慢出来るレベルに押えられる。

219 中空加工により、ピン、ジャーナルのフィレット部において若干の曲げ応力の分散が図られることについては cf. Charles Fayette Taylor, *The Internal-Combustion Engine in Theoery and Practice*. *Vol.II : Combustion, Fuels, Materials, Design*. 2nd. ed. MIT Press, 1968, p.493 Fig.11-35, pp.496~497 Fig.11-37.

図４　一般的な蒸気機関の２スロー･90°クランク軸

北原鐵雄編『機械時代(上)』アルス、最新科学図鑑(6)、1930 年、66 頁、第二十二図。

因みに、外側２気筒式蒸気機関車はこの２つのクランク･スローを両端に移すと共に、動輪という名のクランク･ディスクに置換えたモノである。内側２気筒式蒸気機関車においては左右の動輪がこのようなクランク軸＝クランク車軸によって繋がれる。連結動輪型であればこの動輪にも連接棒のためのクランクピンが植えられるため、それはクランク･ディスクの形態を取ることになる。

蒸気機関車において小形の内側気筒方式が一般的であったイギリス初期の時代、クランク車軸は錬鉄製で、盛金･火造りによって別々に打出された１スロー分の左右ピースを中央部で鍛接することによって 90°クランク車軸が造られた。具体的な工程については後ほど改めて紹介するが、こんな粗形材からの加工であったから、その削り代は甚大であった。

なお、一部には組立式も用いられたようであるが、素材が錬鉄とあっては圧入部の緊締力が弱きに過ぎたため、これを用いた組立式クランク車軸は鍛接粗形材を用いるものより壊れ易かった。

もっとも、何れの製法を採ったにせよ、当時のクランク車軸は強度が低く、かの Robert Stephenson などは 1833 年に６輪連結(３動軸)C 型機関車の曲線通過時における内側第２動輪への横圧による中央クランク車軸折損防止策として第２動輪の円筒踏面化ないしフランジレス化に関する特許を取得したほどである[220]。

クランク軸粗形材の製造工程における進化については後ほど、ヨリ体系的に取り上げられることになる。

２．内側２気筒機関車とそのクランク車軸

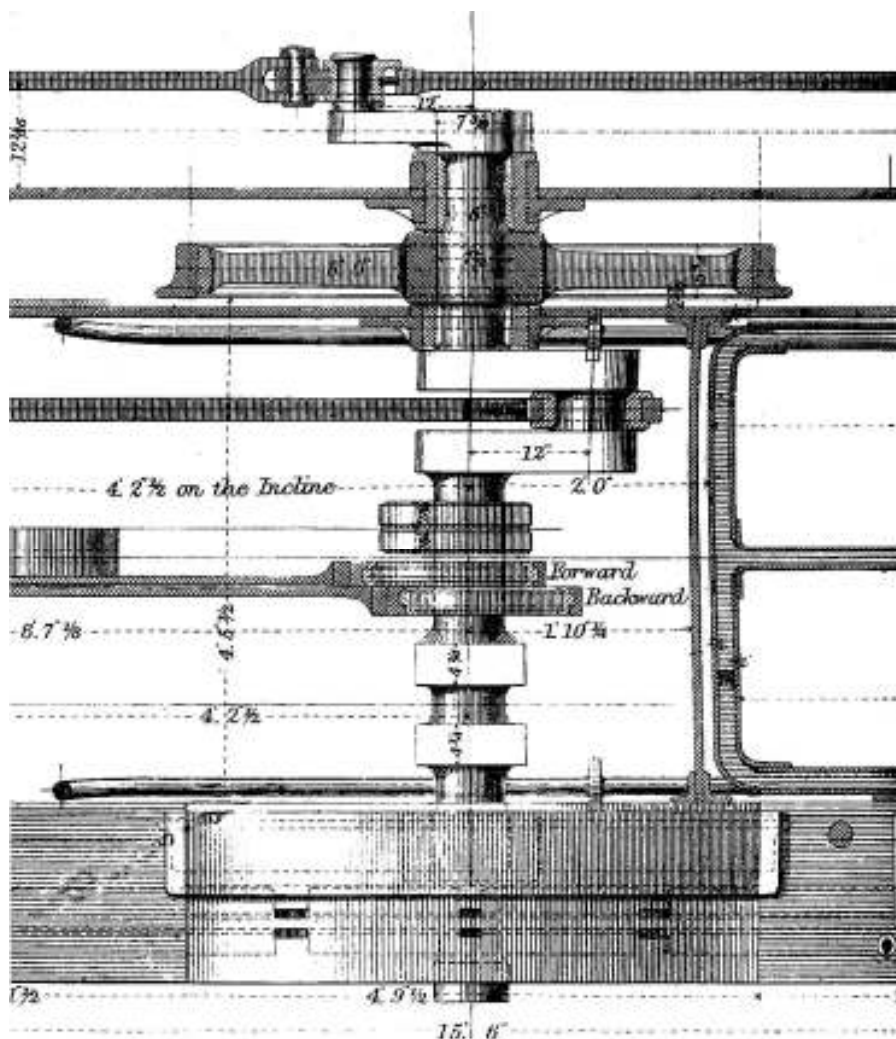
後に見るように、アメリカではクランク車軸は嫌われモノであった。アメリカが単純な外側２気筒蒸気機関車で速度並びに牽引力を確保出来る独自の設計思想に到達した点については既に言及した通りである。

しかし、鉄道発祥の国、イギリスにおいては往時、このクランク車軸を用いる内側２気筒機関車が主流であった。これに用いられていたクランク車軸の一例を図５として掲げておく。19 世紀後半のモノであるから、素材は自由鍛造＝芋鍛造による粗形材であろう。板

---

[220] cf. Zerah Colburn, *Locomotive Engineering and the Mechanism of Railways*. Vol.I, Text. London and Glasgow, 1871, p.97.

台枠を内外二重構造とし、車軸軸受を動輪の内外に配しているのはクランク車軸の強度に大いなる不安が在ったことの証左である。

図 5　Sharp, Stewart & Co.製内側 2 気筒 C 型貨物用機関車のクランク車軸

Colburn, *Locomotive Engineering and the Mechanism of Railways*. Vol.II, Plates. Plate V.

この機関車は Manchester の Sharp, Stewart & Co.によってエジプト向けに製造され、1862 年の国際博覧会に出展された。同型機はイギリス国内でも使用されていた。軌間は 1359mm。

なお、普通の陸船用機関や内燃機関などでは当り前のことであるが、蒸気機関車においてもクランク車軸が用いられる場合には主連棒の太端、即ち"中ビク"を"open end"＝分割構造としなければ組立にも検修に不都合を来す。

図 5 においては充分に描写されていないが、この"中ビク"の分割法については既に見て来たように、各種、実用化されており、一見、最も直截なのは文字通り大端部を割って

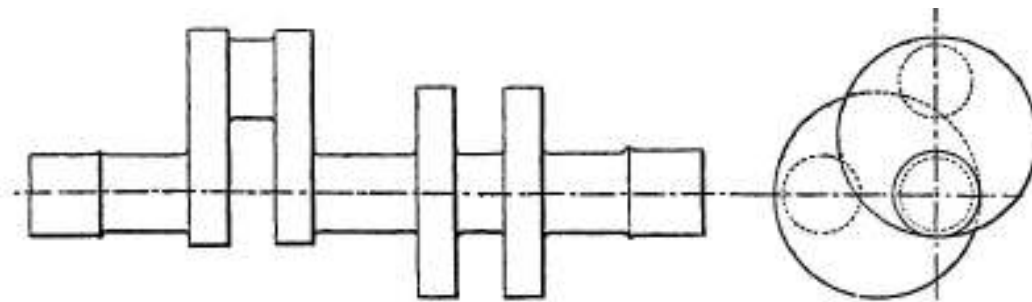
しまう遣り方である。

然しながら、蒸気機関車における分割型太端部の主流は圧倒的に“ストラップ”を用いるヨリ簡便な構造であった。

ともかく、イギリスにおいては如何にも面倒な内側気筒方式と、これの相方たる“open end”式＝分割構造の“中ビク”とがその後も長らく愛好され続け、Worsdell and von Borris式と称する内側２気筒複式などというゲテモノまで誕生した。ゲテモノとは言え、1890年４月の時点において同方式の機関車はイギリス全土で約600両も保有されており、とりわけNorth Eastern鉄道は120両もの同方式機関車を抱えていた[221]。

因みに、鉄道局神戸工場で1893年に製造された初の“国産”機関車221号、後の860型1B1タンク機関車は正しくこのWorsdell and Von Borris式内側２気筒複式であった[222]。

ここでは図6としてN.E.鉄道における標準クランク車軸を示しておこう。クランクウェブの肉厚が下げられた代りに形状を円盤化させることで強度を確保する設計になっており、ある種、進化の跡が窺われ、車軸軸受も左右各１個に簡素化されている。

図6　イギリス、N.E.鉄道における内側２気筒複式機関車用標準クランク車軸

Clark, *The Steam Engine : A Treatise on Steam Engine and Boilers*. Vol.II, p.786, Figs.1054.

20世紀初頭、1905年に出版された*The Locomotive of To-Day*. 6th. ed. London,に拠れば、当時は一体モノに代って組立式クランク車軸が幅を利かし出しており、圧入・キー止め方式だけでなく、ピン、ジャーナル、ウェブをネジ結合するタイプの組立式クランク車軸も存在したとある。但し、ネジ結合した後、キーでも打ち込んだのか、あるいはテーパーネジでも用いたのか、については不明とせざるを得ない[223]。

この時代、イギリスではちょっと変わった設計も各種、試されていた。図7は釣合錘無

---

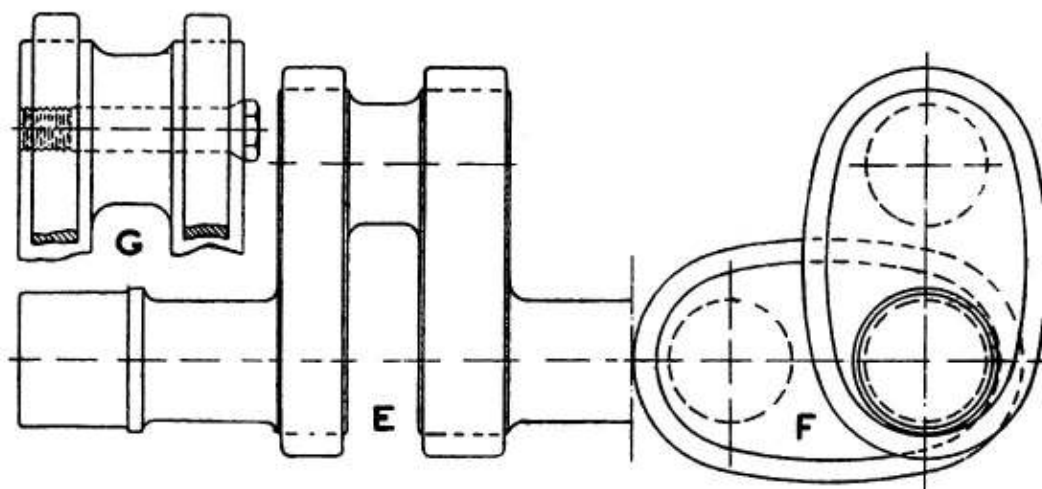
221 cf. Daniel Kinner Clark, *The Steam Engine : A Treatise on Steam Engine and Boilers. Vol.II*, London, et al. 1895, p.625. Worsdell and von Borris式なる呼称はそれがイギリスの機関車技師Thomas William Worsdell(1838~1916)とプロイセン国鉄の機関車技師August von Borris(1852~1906)との共同開発に拠る成果である事蹟に因む。

222 川上幸義『私の蒸気機関車史(上)』交友社、1978年、184~187頁、参照。

223 cf. *The Locomotive of To-Day*. 6th. ed. (1915 *The Locomotive Magazine*の記事を編集したもの), p.137,

しの削り出しクランク車軸で、ウェブには鋼鉄製のタガが焼嵌めされており[224]、かつ、内側ウェブ(側面図は片スローのみ表示)には余分の厚味が付与されている。

内側ウェブが厚くされたのは軸受から遠いこの部分に曲げモーメントに起因する折損事故が最も起こり易かったからである。折損頻度について示す具体的データは未見であるが、この頃においてもなお、クランク車軸の折損を恐れ、前掲図５の如き４軸受方式を採る設計例もしばしば見られたと教えられれば状況についてある程度の察しは付こう。

図７　タガ入り削り出しクランク車軸の設計例

The Locomotive of To-Day. 6th. ed., p.132, Fig.27 より。

また、クランク車軸における折損事故中、第２位を占めたクランクピン部を強化するためとして、当時、ウェブとピン部とを貫通する孔を明け、ボルトを通してその先端をかしめたり(リベットの代り)、ボルト･ナットで締め上げたり、添え図 G に示されるように、一方のウェブに雌ネジを切ってボルトを締め込んだりする方策が講じられる場合もあった。

North British Locomotive Co. Ltd.の手になる South Indian 鉄道向け 0-6-0 内側２気筒

---

224 焼嵌めとは加熱炉や加熱油槽を用いて部材を鋼材の焼き戻し温度以下＝タイヤの場合、加熱炉(Tire Expander)で通常 250~300℃強に均一に加熱し、膨張させた後、常温の相手方に遊合させ、その冷却･収縮により相手方との間に締まり嵌めを得る工程。タイヤの焼嵌めについては東鉄運転部客貨車課『近代客貨車の理論と構造』第３版、交友社、1968 年、47~49 頁、参照。

序でながら、南満洲鉄道や朝鮮鉄道ではタイヤは焼嵌めのみで固定され、故障を生じていなかったが、鉄道省･国鉄は焼嵌めオンリー化を試みては失敗を重ねている。焼嵌め後の“止輪”(retaining ring)の要不要に係わる鉄道省･国鉄における試行錯誤の経過については広重 巌『輪軸』交友社、1971 年、143~144 頁、また、焼嵌め工程については車輪の車軸へのそれについてではあるが、同書、171~173 頁、参照。

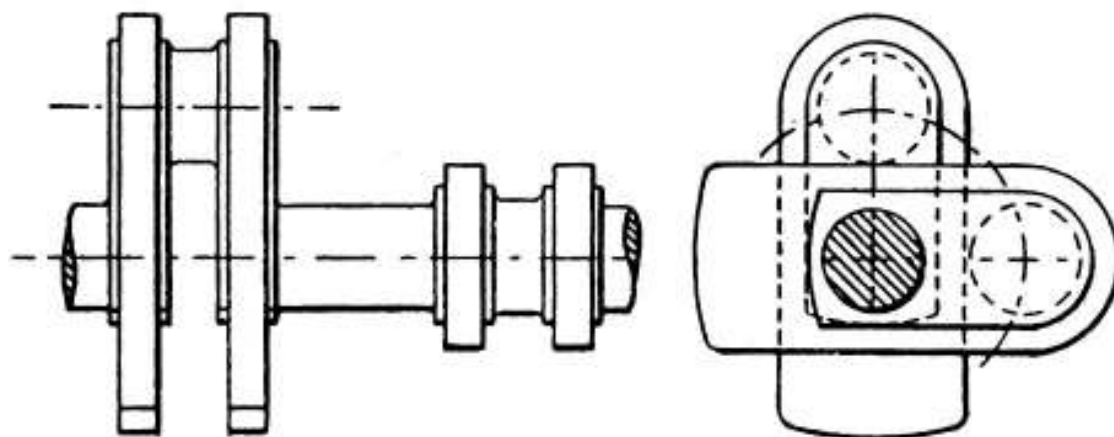
アメリカでは“止輪”の使用例が時と共に漸減して行った形跡がある。但し、Alco は相当早い段階から“止輪”無しで一貫していた。満鉄はこれに倣ったのであろう。欧州では“止輪”を用いたり、半径方向にボルトを打込んで固定する手法が愛好された。

機関車のクランク車軸はGのような設計であり、タガの材料はクランク車軸とほぼ同一の材料特性を有する鋼であった[225]。

The Locomotive of To-Day. 6th. ed.の編集者に拠れば、車軸用鋼は平炉鋼ないしベッセマー鋼製で、引張強さ 49.6kg/cm² のものが使用された。クランク車軸においてはしばしば製造ロット毎に1本を抜き取り、ウェブ間に楔を打ち込んでこれを押し拡げ、破壊に至らしめるテストが実施された。また、クランク車軸は走行 20 万マイルに至る前に破損が生じた場合、メーカー負担で新品との交換がなされることを条件として受領された。

継目無の鋼製転造タガを焼嵌め、楕円形のウェブを補強する所作は当時としては慣習的に行われていた。ウェブのプロフィールとしては楕円以外にも様々なものがあった。しかし、ディスク状ウェブの場合にはタガは嵌められなかった[226]。

図8は部分釣合のための釣合錘を兼ねる異形タガを用いた設計例である。

図8　釣合錘を兼ねる異形のタガを使用したクランク車軸

A,.M., Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation.*. Vol.I, London, c.a. 1935, p.116, Fig.15.

元図のキャプションに Stroudley Crank-Axle と表記されているから、これは London, Brighton and South Coast 鉄道等で活躍し、タイヤのホイールへの結合(脱出防止)法にその名を留める 19 世紀イギリスの代表的機関車設計者の一人、William Stroudley(1833~'89)の設計になる、ということはかなり古いクランク車軸の一つであるらしい。あるいはこれが部分釣合が考慮されたクランク車軸の濫觴であったのかも知れない。

---

225 cf. E.,A., Phililipson, *Steam Locomotive Design : Data and Formulæ*.1936(2004), Plate No.16.
226 cf. *The Locomotive of To-Day*. 6th. ed., pp.136~137.

３．並列４気筒機関車の登場

内側２気筒は振動面でこそ有利であるが、機関車のパワーアップという点においては、軌間に依りけりとは言え、早晩、気筒径の限界に行き当たってしまう。

これに対し、台枠の外側に気筒を配する、その後、ごく普通となる蒸気機関車において気筒径の限界を画す要素は軌間と車両限界の二つということになる。

しかも、気筒数が外側に２つしか存在しない場合、内側２気筒機関車とは対照的に、往復運動による慣性力と回転運動による遠心力の作用点間隔が互いに大きく隔たっているため、所謂、往復質量による慣性力が相殺され難いだけでなく回転質量や往復質量による慣性モーメントの値も大きくなる。つまり、それらに起因する振動が甚だしくなる。

そこで 19 世紀末、両者の欠点の克服を目指す試みとして並列４気筒とでも呼べそうな内側と外側に２気筒ずつを持つ機関車群が登場した。それらはハンマーブローやローリング、ヨーイング、トルク変動等、振動を相殺ないし軽減したという意味で“平均(バランスド)機関車”などと呼ばれた。

平均式４気筒機関車の多くは複式であったが、中には単式とする設計例もあった。単複何れの方式にしても、この“並列”＝平均式４気筒方式においては動的バランスが良好で、高速ないし高回転時の走行性能において、外側２気筒などとは隔絶した安定性が発揮される。振動面に関する理論的根拠については後にやや詳しく触れる。

なお、４気筒平均複式化のメリットはトルクの均斉化、振動の低減、クランクピン軸受面圧低減に止まらず、膨張比(即ち、T_1 と T_2 との差)を大きく設定出来るため本質的に熱効率が高く、しかも、膨張過程において蒸気をヨリ温度差の小さな膨張室壁面に接触させられるため、復水とその再蒸発による動力損失を抑えられるという複式一般の根幹に係わる点においても期待された[227]。

この他、平均複式４気筒機関車はドラフトが大人しいため、ボイラの過剰通風を招き難いばかりか、同一サイズ･構造のボイラから単式２気筒や単式４気筒機関車におけるよりも大きな蒸発量が期待出来るという長所も有していた。

複式化一般による熱効率のゲインについては時代によって相当、異なる評価が下されていたが、1906 年の書物では単式の 20~30%増し、1925 年の書物においては温度が低く湿り度の高い、即ち初復水し易い飽和蒸気が用いられている場合は 13%程度(例えば 6→6.78%)、過熱蒸気が用いられている場合は 6%程度(例えば 7→7.42%)と見積られていた[228]。

---

227 (初)復水の再蒸発によって生ずる動力損失(背圧)とその回避策としての過熱については蒸気機関工学のどんな書物にも記述されている。過熱方式導入の技術史的意義については拙著『舶用蒸気タービン百年の航跡』ユニオンプレス、2002 年、20~22 頁、参照。

228 cf. George L., Fowler, *Locomotive Dictionary－An Illustrated Vocabulary of Terms which Designate American Railroad Locomotives Their Parts Attachments and Details of Construction with Definitions and Illustrations of Typical British Locomotive Practice. First Edition Compiled For the American Railway Master Mechanics' Association*. N.Y. 1906(通称、*Locomotive Dictionary 1906*、*Locomotive Cyclopedia* の前身), p.19, Arthur Julius Wood, *Principles of Locomotive*

もっとも、単式と複式との公平な、即ち、他の条件を等しくした上での比較というのは物入りでもあり、余り為されていないようである。また、陸船用など、広く蒸気機関全般を見渡せば多段膨張･凝結式が当たり前であり、一般に単式不凝結である蒸気機関車は極限的な低効率機関の典型をなしていた。蒸気機関一般における諸形式の熱効率は例えば表 1 のように比較データ化されている。

表 1　各種蒸気機関における熱効率(蒸気消費率)比較

機　関　種　別		蒸気消費率　lbs./IHP-h	
		不　凝　結　式	凝　結　式
単　式	高　速	32	24
	中　速	30	23
	コーリス	28	22
複　式	高　速	26	20
	中　速	25	19
	コーリス	24	18

Machinery's Encyclopedia　with 1929 Supplement. N.Y. 1929, Vol.I p.422, Table Ⅲ, also Vol.Ⅵ, p.27, Table Ⅳ.

コーリス機関はコーリス式回転弁を用いるもので、概ね低速機関に限定された。

艤装性に係わる厳しい制約故に、蒸気機関車においては熱効率の十分な向上を期待出来るような形態で凝結器を設置することが困難である。従って複式化がその熱効率向上の切り札的技術となることは理論的に見れば自然の成り行きであった。

そうした複式機関車の中でも、この平均複式なる型式は燃費の向上以外に均斉な駆動トルク、低いクランクピン軸受面圧、高いボイラ効率、少ない振動と高い粘着係数(後述)故に一時期、高速旅客機の本命と目された[229]。

このメリットは、ブームが去った後にも、フランスやドイツ、イギリスにおいて様々な並列４気筒複式･単式蒸気機関車が長らく活躍を続ける基礎となっている。

実際、複式機関車においては一般に排気ドラフトが均斉であるため良好なボイラ通風が得られるが、とりわけフランスで Kylchap 排気システムを改造装備せしめられた平均複式機関車においてはボイラ蒸発量の増大とシンダ損失の減少が顕著に観測された。それは後述される“シャプロン･マジック”における枢軸的要素であった。

Operation. N.Y. 1925, p.219.

なお、J.,T.,van Riemsdijk, *Compound Locomotives　An International Survey*.(Penryn, 1994), pp.85~86 に拠れば、1938 年から'40 年にかけて 7 両、投入されたフランス北部鉄道、M.,De Caso 設計の４気筒複式ハドソン４両とその３気筒単式版３両との比較では、後者の燃料消費量は前者より 14%多かったが、これは技術的に厳密な比較ではなかった、とある。

[229]　森彦三･松野千勝『機関車工学(上)』大蔵書店、1910 年、80 頁、参照。

もっとも，複式機関車の濫觴は19世紀末に簇生した平均複式４気筒機関車などという理詰めのモノではなく，1876年，スイスのAnatole Malletによって考案されたマレー式機関車にあった。マレー式は２気筒機関車の下回りを２つ連節し，共通のボイラを戴いた実に鷹揚な構えの連節･複式機関車であり，従って立派な４気筒機関車であった。クランク車軸を用いないこのマレーはイギリスでは流行らなかったものの，ヨーロッパ大陸や英領インド，遅れてはアメリカでも重量貨物用機関車として需要された。わが国においても明治末期から大正期にかけて箱根越え等にこのマレー式機関車が用いられた実績がある[230]。

アメリカにおけるマレーの嚆矢はAlcoによって1904年に製造されたBaltimore & Ohio鉄道No.2400(C-C)で、セントルイス博覧会に出展された後、同鉄道の勾配線区に投入された。同機はあらゆる点において期待を上回る成績を挙げ、爾後の発展の源流となったことから“*Old Maud*”(モード[マチルダ]婆ちゃん)などとあだ名されるに到ったが、実際にはその誕生の時点においてヨーロッパでは4~500両のマレーが稼動しており、かつ、過熱化による平均複式４気筒を含む非連接型機関車の発展により既に陳腐化の段階を迎えつつあった[231]。

特筆すべきは，早い時期にこれを単式(シンプル)として用いる例が現れていることである。この単式化改造の容易なることはMallet自身が彼の方式におけるメリットとして認めていた点でもある[232]。

後年，マレーと共にこの“シンプルマレー”を徹底的に発展させたのがアメリカであった。大出力のマレーでは外側に置かれた低圧気筒に係わる巨大な往復運動部質量が禍して高回転化が困難であり，その劣速ぶりによってマレーにこの大国における高速重量貨物輸送仕業への不適合性の烙印が押された。その一つの解決策として既に見た通り，単式３気筒に期待が寄せられた時期もあったが，究極の打開策はマレーの単式化であった。

然しながら，やがてはシンプル･マレー巨人機の王国となるアメリカでも19世紀末期においてはBaldwinのVauclain複式，Alco(1901年，８社合併で成立)やBaldwinのタンデム複式，Brooks Locomotive Works(→Alco)のPlayerタンデム複式，Colvin-Wightman等々のクランク車軸を用いない非連節４気筒複式機関車が開発･提案されていた[233]。

---

230 わが国のマレーは日本鉄道4500型(B-B, Maffei : 1両), 官営鉄道9750型(C-C, Alco : 24両), 同9020型(1B-B, Alco : 6両)，9800型(Baldwin, C-C : 18両)，9850型(Henschel, C-C : 12両)の総計61両のみで官営鉄道のものは箱根越えに投入された。鉄道知識普及会編『写真解説 機関車進歩の跡』交友社，1940年，参照。

231 cf. A.,W., Bruce, *The Steam Locomotive in America Its Development in The Twenties Century*. N.Y. 1952, pp.77, 314~315, Edwin P., Alexander, *American Locomotives A Pictorial Records of Steam Power, 1900-1950*. N.Y. undated. pp.42~43.

232 cf. J.,A., Ewing, *The Steam-Engine And Other Heat-Engines*. Cambridge, 1902. p.397.
なお，Mallet自身はまた，左右に高低圧気筒をタンデムに配した４気筒複式機関車についても提案を行っているが，こちらは余り普及しなかったようである。

233 これらの複式機関車と単式２気筒機関車との相違点は気筒数を除けば弁装置の構造に在る。この点については追って言及されるが、簡単にして要を得た邦語解説文献として本山『機関車用 弁及弁装置 1931年増補改版』38~48頁を挙げておく。

1890年に特許が取得されたVauclain(Samuel M., Vauclain：1856~1940 後にBaldwin社々長)の複式は一般に“duplex compound”(cf. *Machinery's Encyclopedia*. 1929 ed. Vol.VI pp.24, 25)として分類される複式機関の恐らくは魁で，上下に一体鋳造された高低圧気筒ブロックを左右に持ち，高低両気筒のピストン棒を共通のクロスヘッドに作用させる型式，タンデム複式はMalletの案同様，高低圧気筒を前後串刺しにしたモノで，同じく4気筒ながらピストン棒は左右各1本ずつである[234]。

これらは何れもマレー同様，クランク車軸を用いない，否，むしろこれを用いたくないがために開発されたような諸型式であった。それらは皆，一見巧妙に映る設計ではあったが，如何せん振動面でメリットが無い割に複雑であることが嫌われたらしく，幾許もなく廃れてしまった。因みに，1903，'04年にBaldwin Locomotive Worksによって製造され，Atchson, Topeka & Santa Fe鉄道に納入されたタンデム複式の1E1貨物機，計76両の如きは，後に全て単式に大改造された事蹟が記録されている[235]。

ここで，アメリカ人がどれほど徹底的にクランク車軸を忌み嫌ったかについて，当時のイリノイ大学機械工学教授，A.,T., Woodsと技術者，D.,L., Barnesによる機関車工学書から一節を引いてみることにしよう。

> **148. 4気筒4クランクタイプ**――この型式は車軸におけるヨリ均一な回転力を提供するためとして機関車用に提案されて来ており，動的釣合いはヨリ完全で，出発起動力も全く充分であるが，提案されているような設計は実用上，複雑に過ぎる。Appendic Kを見よ[236]。クランク車軸はそれらが当地における仕業に耐えるに充分なほど堅牢に製造され得るとは言え，この国の機関車にとって望ましいものでははない。アメリカでの仕業のためには車軸というものは常に可能な限り単純平明であるべきであり，あらゆる軸受は直ぐにアクセス可能であるべきである。クランク車軸においては軸受は直ぐには検査出来ない。機関車の全ての車軸を同じものにしておくことは補修用予備部品のストックが削減可能となる点においても幾分かの利益となる。クランク車軸なるものは鍛造されたその日から廃棄されるその時に至るまで，倉庫に眠っている間を除いて，亀裂の発生を注意深く観察されねばならず，その使用は亀裂の発生頻度の最も高い部位へのアクセスが容易ではないだけに一層，動力車部門に追加的費用負担を強いることとなる。もし，クランク車軸の使用により，運用上あるいは効率性におい

---

234 世紀転換期におけるアメリカのトップ機関車メーカー，Baldwin社における経営革新，製品多様化，従来，価格協定の相方であった小企業群の結集に拠るAlcoの成立と低価格攻勢によってそれが被ったダメージの一端についてはPhilip Scranton･廣田義人他訳『エンドレス･ノヴェルティ』有斐閣，2004年，320~324頁，参照。

235 cf. Alexander, *ibid*. pp.38~39.

236 Appendix K(pp.293~299)においてはNord鉄道のG., Du Bousquetから提供を受けたと思しきParis, Lyon, Méditérranée鉄道の“de Glehn / du Bousquet”平均複式機関車3型式の概要と高低圧気筒におけるカットオフの最適組み合わせについての理論的説明が与えられている。

て何らかの実質的価値が得られるならば，それらは疑いも無くヨリ好意的に見られているであろうが，実際の使用記録から見取り得る限り，単式であれ複式であれ，単純な２クランク･外側連結機関車は最も例外的かつ過酷な仕業の遂行に必要とされるあらゆる機能を有している。この４クランク式にはヨリ単純な諸型式が持たぬような蒸気効率における理論的優位性も実際の運用における優位性も何一つ無いのであるから，133-134 での考察[237]以上のものには値しない(Arthur Tannatt Woods, David Leonard Barnes,　*Compound Locomotives*. 1893, pp.269~270)[238]。

この後に，１スローのクランク車軸を有する３気筒機関車に対する“右同罪”的な短い判決主文が続く。もっとも，それまで引用する必要はなかろう。ここでは 1910 年，アメリカで初めて本格的に導入された Philadelphia and Reading 鉄道の過熱式３気筒機関車(2B1：３両，2C：１両)がクランク車軸折損事故の果てに総て２気筒に改造されてしまった事蹟があったことだけを述べておく[239]。

実際，Woods と Barnes の書物の刊行から暫く経った 19 世紀最末期～20 世紀最初期のアメリカにおいては究極の単純さを求めた，即ち，クランク車軸付き４気筒など言わずもがな，クランク車軸無し４気筒でさえない２気筒複式機関車群，つまり，大雑把に表現すれば，Worsdell and Von Borris 式の気筒を外側に移したようなそれらが Baldwin 式，Schenectady(→Alco)式，Southern Pacific – Schenectady 式，Pittsburg Locomotive Works(→Alco)式，Richmond Locomotive Works(→Alco)の Mellin 式，Rogers Locomotive Works('05→Alco)式，Brooks Locomotive Works の Player 式(上述のタンデム４気筒とは別の２気筒)，Cooke Locomotive Works(→Alco)式，Dickson Locomotive Works(→Alco)の Dean 式，Rhode Island Locomotive Works(→Alco)の Batchellor 式等々，多数提案され，かつ実際に稼働していた。

複式機関車は起動時，単式として，即ち低圧気筒にもボイラからの生蒸気を投入して牽出し牽引力を確保し，速度がついてから複式に切替える[240]。この間の制御弁(intercepting

---

237 133-134(pp.248)においては４スロークランク車軸型複式機関車，その他有象無象についての短い総括がなされている。

238 first published in 1891, revised and enlarged 2nd. edition by David Leonard Barnes in 1893, reprinted by Kessinger Publishing in 2009.

239 cf. A.,W., Bruce, *ibid.* p.101.

240 但し，Vauclain の“duplex compound”においては単純な単式化は行われない。起動時には高圧気筒の前後に生蒸気を作用させ，その一方を低圧気筒の片側にすり抜けさせ，低圧気筒を高圧気筒として作動させることで大きなトルクを得ることになる。cf. Joseph Bourke, *Modern Compound Locomotives　A Practical Treatise on the Design. Operation and Maintenance of Vauclain, Schenectady, Richmond and Rhode Island Builds*. 1902, reprinted by Kessinger Publishing in 2009(残念ながら元本自体に欠落があるらしく，page 11 は白紙である) pp.119~121.

なお，Joseph Bourke の書は General Books LLC なる版元からも同じ *Modern Compound Locomotives.*のタイトルで 2009 年に出版されているが，こちらはリプリントで

valve)のカラクリに様々な工夫が提案され，かつ，降坂絶気運転時に大径の低圧気筒に生ずるポンピング･ロス及び排出空気によるボイラの過剰通風抑制策として幾つかの“drifting or over-pass valves”が編み出された結果，このような同工異曲的派生的型式の簇生を見るに到ったワケである[241]。

三度，念を押しておくが，これら大同小異の２気筒複式機関車群は何れもクランク車軸を用いる必要の無いものばかりであった[242]。

然しながら，大局的には貫徹された Woods/Barnes 流の怨嗟にも拘わらず，また，Colvin がクランク車軸を用いる平均複式機関車は「ほとんどの動力者乗務員は既に多過ぎる型式リストに根本的に異なった機関車型式を追加することを躊躇するであろうから，その導入はどの途，遅々たるものになろう」と極めて懐疑的に紹介したにも拘らず，その後のアメリカ機関車史を繙けば，20 世紀初頭の一瞬，４気筒平均複式が結構流行(はや)り，その退潮とマレーの興隆を経て単式３気筒が盛行の兆しを見せ，やがて単式外側２気筒と低速マレー＋高速シンプル･マレーの時代へ，という長期趨勢が浮び上がって来る。つまり，クランク車軸大流行(おおはやり)の季節がこのさしもの怨嗟と懐疑の国においてさえ現出していた訳である。

この 20 世紀初頭におけるアメリカ機関車事情を A.,W., Bruce は次のようなデータを掲げて再構成している。

はなく，単なる不完全な翻刻･再版本で，図は無し，文字化け多数，同じ元本を用いたものか，やはり page 11 相当分は欠落。しかも，著者名は Jos Bourke などと略記，原著刊行年不記載と来れば，絶対に“買ってはいけない”本である。

241 “intercepting valve”は複式機関車に固有の部品であるが，“drifting or over-pass valve”の方はそうではなく，また，C52 等に用いられていた“drifting valve”とも紛らわしいが異なり，鉄道省･国鉄では「自動バイパス弁」の名の下に C10, C11, C12, C56 に用いられた。Richmond Locomotive Works の Mellin がその創案者である。

これに係わるアメリカの文献として Joseph Bourke, *ibid*., pp.84~86, Fred Herbert Colvin, *American Compound Locomotives : A Practical Explanation of the Construction, Operation and Care of the Compound Locomotives in Use on American Railroads*. N.Y. 1903, reprinted by *ditto*. in 2009, pp.40, 108~110(BiblioBazaar なる版元からも同じく 2009 年に reprint されている。元本は明らかに異なる個体であり版型も少し小さいが，内容自体は全く同一である)，を挙げておく。

日本での“drifting or over-pass valve”の呼称とメカニズム解説については機関車工学会『最新機関車名称辞典』第６版，交友社，1940 年，114~115 頁，細川武志『蒸気機関車メカニズム図鑑』グランプリ出版。143 頁，参照。

242 参考文献として Woods and Barnes, *ibid*.(詳細な索引アリ)の他に Marshall M., Kirkman, *The Compound Locomotive : Supplement to the Science of Railways*. 1899, reprinted by Kessinger Publishing in 2009, pp.50~149, Bourke, *ibid*. Colvin, *ibid*.全体を挙げておく。

Kirkman の 149 総頁の小冊子には“European designs employ three and four cranks”，“Some French constructions, retaining the use of side rods, employ for the high-pressure cylinders two inside cranks on one driving axle (“de Glehn / du Bousquet”式を指す)……”といった簡略な記述以外，クランク車軸についての言及は一切見当らない。

Bourke の書も内容はサブタイトル通りで，クランク車軸についての言及は皆無である。

Colvin も総計 140 頁の小冊子の中で，当時，アメリカで唯一出現していたクランク車軸付き平均複式機関車たる Baldwin の“DeGlehn type”について“cranked axle”を含め，ごく通り一遍の説明を与えるに留めている。

表２　1904 年 12 月 31 日時点におけるアメリカの幹線用機関車のタイプ別内訳

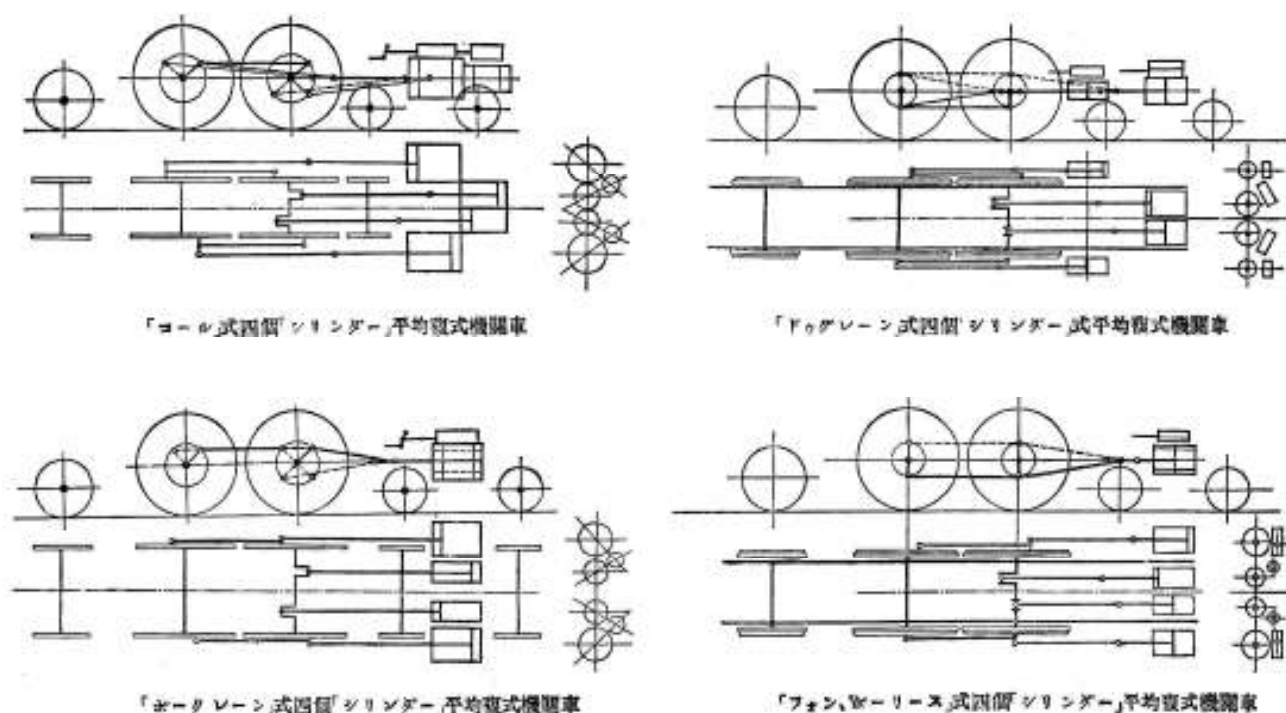
	４気筒複式	２気筒複式	単式
1D	765	376	10,258
2B	60	5	11,258
2C	502	280	8,450
1C	148	149	5,168
C	2	30	4,732
B	-	-	1,172
2B1	159	-	693
2D	-	64	493
1C1	170	26	260
2C1	85	-	148
D	-	-	168
1B1	20	-	101
1B	-	-	51
1D1	31	-	3
2E	10	-	5
E	-	-	10
小　計	1,952	930	42,970
雑タンク機関車	256		

Bruce, *The Steam Locomotive in America*. p.71 Chart 10.　著者は合計両数 46,146 両、内、複式 2,884 両と述べているが、表示の数値を合計しても総計 46,108 両、複式は 2,882 両にしかならない。後者については雑タンク機関車の中に２両、複式が存在したのかも知れない。同年竣工の“*Old Maud*”がここに含まれていないことは軸配置から自明である。元データは Interstate Commerce Commission に対して報告されたもの。

これを要するに、技術的/商業的首尾･不首尾は措くとして、世紀転換期、アメリカの機関車メーカーは様々な試行錯誤を繰り返し、やがて独自のアメリカン･スタイルを確立して行った。そして、クランク車軸を用いる平均複式４気筒機関車はかかる過程の一翼を担ったのであり、その総数は表示の４気筒複式機関車の 20%程度に達したのである[243]。

[243] cf. Bruce *ibid*. p.100. Scraton 前掲『エンドレス･ノヴェルティ』はアメリカ製造企業における「『専門生産』の系譜」，その中で発揮された「柔軟性」の解明を狙いとする論考であるが，遺憾ながら，蒸気機関車におけるノヴェルティ＝技術革新については 1890 年特許の Vauclain“デュープレックス複式”についての言及がなされているのみである。アメリカ蒸気機関車界においてはその製品技術革新のために深い研究開発と大胆な試行錯誤が重

そこで改めて話題を戻し、初期における高速旅客用平均複式＝クランク車軸を用いる４気筒並列型複式機関車の設計例に立ち返ってみよう。その嚆矢は1889年、フランスNord（北部）鉄道のDe Glehn平均複式であった（1891年、連結動輪に改良＝“de Glehn / du Bousquet”式）。更に、1900年にはアメリカにおいてBaldwin（米）のVauclain平均複式が、1904年にはAlco（米）の顧問技師Francis J., Cole（1856~1923）の平均複式が呱々の声を上げ、ヨーロッパでは1903年、Hannover機関車製造所（独）のvon Borris平均複式が名乗りを挙げている。それらは図９及び表３に示される通り、何れも基本的には分割駆動で、De Glehn平均複式を除けば高圧２気筒は内側に在った[244]。

図９　代表的な４気筒平均複式機関車の基本構成

森彦三･松野千勝『機関車工学(上)』305頁、第265~276図。

これは前後オフセット無しの並列４気筒における艤装性に鑑みれば当然の措置である。しかし、複式機関車の通常の作動状態においては高圧気筒にトラブルを生じれば低圧気筒は自ずとその機能を失うから、上流に位置する高圧気筒へのアクセス性を重んじ、外置きとする、という考え方にも一理はある。

表３　代表的な平均複式機関車の基本的特徴

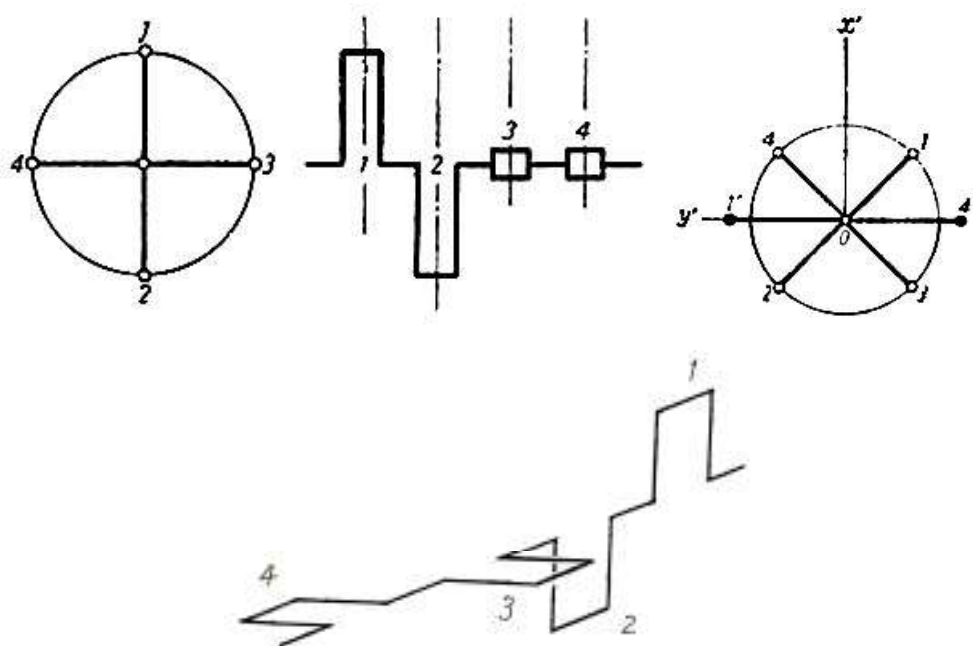
ねられた。この点において，それは平凡な過熱化の地平に安住し単式３気筒如きにさえ大騒ぎを演じた本邦機関車界とは画然と区別される存在だったのである。

[244] 森･松野、302~322頁、参照。但し、De Glehn式と通称されるモノが全て内側低圧気筒方式に限定される訳ではない。

型　　　式	高圧気筒の位置	主連棒取付け動輪	弁	弁装置
コール氏式	内部、低圧気筒の前	外側＝後、内側＝前	ピストン弁４個	２連スチヴンソン
ボークレン氏式	内部、低圧と並列	外側＝前、内側＝前	ピストン弁２個	２連スチヴンソン
ドゥ･グレン氏式	外部、低圧気筒の後	外側＝後、内側＝前	スライド弁４個	４連ワルシャート
フォン･ボーリース氏式	内部、低圧と並列	外側＝前、内側＝前	高圧ピストン弁･低圧スライド弁	

同上書 306 頁、第三十三表より。

これらの平均複式４気筒機関車のクランク車軸は一様に 90°クランクで、内燃機関においては２サイクル直列４気筒機関に用いられるモノと同じ、図 10 のようなレイアウトを有するものであった。勿論、機関車の場合、両端のクランクはクランクディスク＝動輪になる。

図 10　４気筒機関車用 90°クランクのレイアウト

中西不二夫･西脇仁一･梅津喜代治「発動機の力学」第 2.31 図、第 2.32 図(共立社『内燃機関工学講座』第２巻、1936 年、367 頁)。下段実体図は筆者作成。

クランクピンは互いに 90°ズレさえしておれば動力発生の等間隔性という必要条件は満たされる。中西に拠ると図 10 のレイアウトはその中でも不平衡慣性偶力を可及的に小さくするために選ばれたものである。左側㊉の図を機関車左サイドからの透視図、中央を機関車正面からの図として見れば良い。

右側の図は回転質量による慣性偶力が１と３とのなす角の２等分線上に補助釣合錘４′を、２と４とのなす角の２等分線上に補助釣合錘１′を設けることによって釣合わせられ

ることを示す。

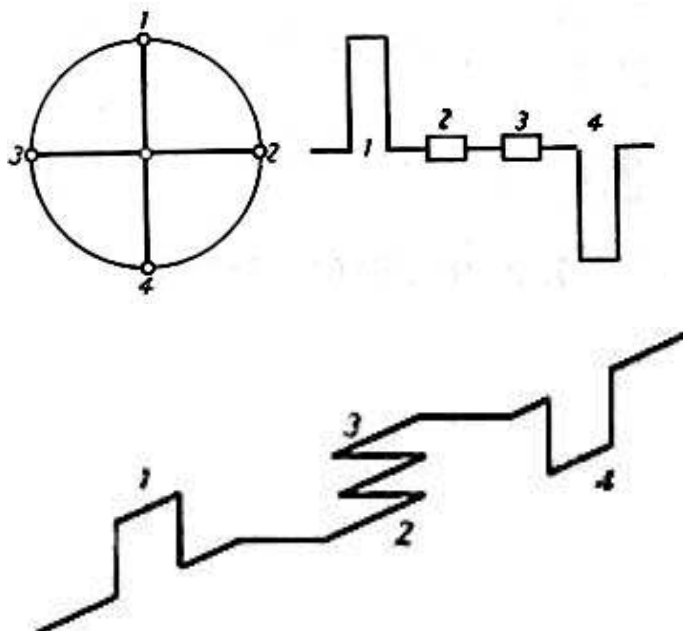
無論、各スローにおいて部分釣合が完全に取られるならば、回転質量に起因する偶力、即ち、内部モーメントの発生は防がれる。

これだけでは往復質量に起因する慣性力や慣性偶力は残るように見えるが、互いに 180°の位置にあるクランク･スローの対から成る４気筒平均式クランクにおいては往復運動部分の運動に伴う慣性力は互いにほぼ相殺されるため、元々、往復質量による慣性力の影響についてはほとんど考慮する必要が無い[245]。

これは即ち、平均式４気筒機関車においては“過剰釣合錘”が不要であることを意味し、そのことは同型式の機関車においては事実上、ハンマーブローが発生しないという命題と同義となる。先に述べた平均式４気筒機関車における高い粘着係数の所以は、それ故に、駆動トルクの脈動が小さいという特性と相俟って、このハンマーブローが発生しないという特性にも在ったワケである。

では、４気筒クランク車軸設計に関して、以上と全く異なる代替案というモノは有り得たのであろうか？

４サイクル 90°V 型８気筒機関の 90°クランク軸(図 11)は若干、気になる存在である。果たしてこれは４気筒機関車用 90°クランクの代替レイアウト案に成り得たのであろうかか？

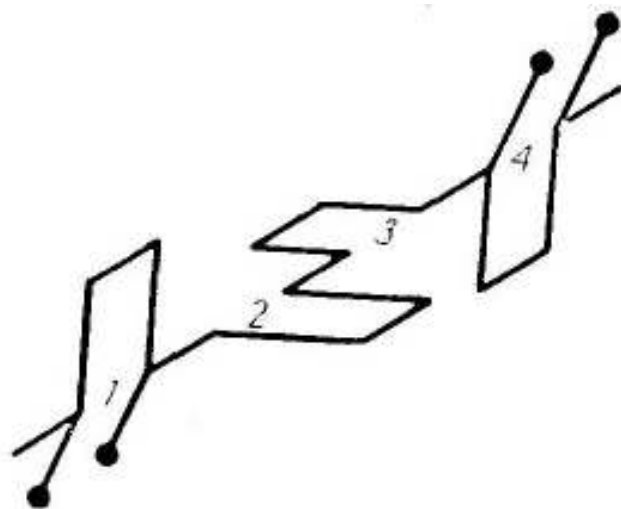
図 11　４サイクル 90°V 型８気筒機関の 90°クランク軸

中西不二夫･西脇仁一･梅津喜代治「発動機の力学」第 2.44 図、2.22 図(共立社『内燃機関工学講座』第２巻、

---

245 現実にはクランク軸の回転速度に対して４の倍数次(4 次、8 次、12 次……)の前後方向振動が残るが、その影響は無視されて良い程度に止まる(中西他、「発動機の力学」367 頁)。

1936 年、374, 360 頁)より。

90°V8 機関ならこれで実用上、完全バランスとなる。大雑把に言えば、V バンクの片方における縦振動は他方の横振動によって、その縦振動は他方の横振動によって相殺されるからである。この 90°クランクは非対称であるから偶力を生ずるが、この偶力は小さな錘を図 12 のように両端ウェブに付加すれば簡単に相殺可能である[246]。

図 12　中西による 4 サイクル 90°V8 クランク軸の完全バランス法

同上書、375 頁、第 2.46 図。

蒸気機関車においては 2 と 3 との間に中間軸受を設けることが難しいし、軽量化の足しにもなるから 2 と 3 とを短絡したくなるが、かくするとしても、その重心は軸芯に合致しているから一層有利である。

しかし、2 サイクル直列 4 気筒や蒸気機関車におけるような並列 4 気筒において、この理屈は妥当しない。このレイアウトはあくまでも 4 サイクル 90°V8 型機関の理想型であるに止まるのである。

Ⅱ. 並列 4 気筒機関車用クランク車軸の具体的実施例

1. フランス

フランスは近代的複式機関車の母国であり、これを最高度に発達させた国でもある。この国の石炭の品質が英国炭と比べて劣り、かつ高価であったことが熱効率を追求する方途としての複式機関車に独自の発展への誘因を与えた。

然しながら、フランスの蒸気機関車に関する技術的情報が元々、限られる上、筆者の浅

[246] この点については中西不二夫によって世界で初めて解析的に証明された。例えば、同上書、360~361 頁、374~375 頁、参照。この問題についてはしかし、別稿に譲ることとする。

学故に著作権の失効したフランスの古い機関車工学書を渉猟することも叶わず、状況を図と共に体系的に提示することは不可能であった。

以下では 1994 年にイギリスで出版された J.,T.,van Riemsdijk, *Compound Locomotives An International Survey.*(Cornwall, 1994)とオリジナルが 1952 年に第２版として刊行され、George W., Carpenter による英語版が同じくイギリスで 2000 年に登場した André Chapelon の書、*La Locomotive A Vapeur.*の記述に依拠しつつ、専ら要点の紹介だけに止めて義務の一端を果たすことにしたい。

Riemsdijk の書物は技術的な整理が周到で著者の識見の高さが滲み出た名著であるものの、如何せん図面の提示件数は限られ、古い貴重な図面が含まれるものの、時代が下ってからの図には Chapelon からの引用が多い。クランク車軸などという根暗な部品そのものについての図例は一切無い。

また、“シャプロン･マジック”を以って知られ、Paris, Lyon, Méditérranée 鉄道、Paris-Orléans 他で活躍した天才的蒸気機関車リビルド技師、André Chapelon(1892~1978)[247]の著書は刊行時点までの世界の蒸気機関車について紹介し、技術的検討を加え、独自の技術観を展開したもので、とりわけ複式機関車論はこの人の独壇場と言って良く、金字塔的作品である[248]。

しかし、不思議なことに、Chapelon はクランク車軸については相当まとまった記述を与えているにも拘らず、この重要部品そのものの図は１点たりとも掲げてはいないし、彼の掲げた全体透視図でクランク車軸が綺麗に表現されているモノは少ない。彼のクランク車軸論については後ほど引用させて頂く。

さて、平均複式機関車の嚆矢は人も知る Société alsacienne de constructions mécaniques (SACM)アルザス機械製作所の技師、Alfred de Glehn(1848~1932)が 1886 年、Nord 鉄道向けに造った同鉄道 701 号機であった。これは 1AA という非連結動輪式の軸配置を有する４気筒複式機関車で、連結動輪を有する後年の“de Glehn / du Bousquet”式＝普通に de Glehn 式と呼び習わされているモノの前駆形態であった。

“de Glehn / du Bousquet”式の濫觴は 1900 年から 1904 年にかけて製造された Nord 鉄道向けアトランティック(2B1)で、2040mm の動輪を有し、その許容運転速度は 120km/h

---

247 A., Chapelon の業績に関する概説書として Colonel H.,C.,B., Rogers, *CHAPELON Genius of French Steam.* London, 1972、齋藤 晃『蒸気機関車 200 年史』NTT 出版、2007 年、347~364 頁、を挙げておく。

248 もっとも、Chapelon の書の 1938 年初版には高度な理論的諸章からなる第２部が含まれていたが、第２版はこれを除いた概論部を補訂した第１部のみで、予告されていた第２部は遂に刊行されなかった。英語版はこの第２版を更にアップデイトしたもので、理論的諸章抜きながら 630 頁のヴォリュームとなっている。

但し、High Speed Locomotives の項では満鉄のダブサについての言及があるにも拘らず、パシナについては何一つ触れられてはおらず、また、C53 の流線型(２両造られたとある！)や C55 流線型(写真アリ)がかなり怪しげな説明と共に登場する辺りは頂けない。cf. English ed., pp.186~187.

であった。外側に位置する高圧気筒は第２動軸を駆動し、内側に設けられた低圧気筒は第１動軸を駆動した。第１動軸であるクランク車軸はタガの嵌められたディスク状のウェブを有していた(Riemsdijk *ibid.* p.53)。

この“タガ”については先にイギリスにおける内側２気筒機関車用クランク車軸の例について触れた通り、彼の国においてはディスク状ウェブの場合にタガは嵌められなかったと伝えられているから、フランスの４気筒用クランク車軸の設計手法は明らかに英国風とは趣を異にしていた。この点、後に紹介されるアメリカの事例は英国流に忠実な設計とドイツ流との混成部隊の体をなしていた。

1901 年から製造が始まった Ouest (西部)鉄道の 2C 機においても“de Glehn / du Bousquet”式の採用を見たが、こちらの方には一転して、低圧気筒の動力を受け止めるクランク車軸にタガの嵌った楕円状のウェブが採用されていた(*ibid.* pp.97~99)。

1904 年より、Paris-Orléans 鉄道に投入された 1D 機も“de Glehn / du Bousquet”式機関車であったが、こちらには再びタガの嵌められたディスク状のウェブを有するクランク車軸が第２動軸として用いられていた。もっとも、そのクランクピンは高圧気筒と連結されていた(*ibid.* p.87)。

Paris-Orléans 鉄道は 1907 年、ヨーロッパで初めてパシフィック(2C1)機、3500 型を導入した鉄道として知られるが、1850mm の動輪を有するこの機関車もまた４気筒複式であった。この機関車は 1934 年、天才的機関車技術者、André Chapelon の手によって全面的にリビルドされた。

リビルト後の図から読み取れば、内側低圧気筒に連結されるクランク車軸は第１動軸をなし、そのウェブは 140°ばかりの中心角を有する巨大な、回転方向に対して前後対称の扇型プロフィール……あたかも、江戸時代、両替用に用いられた“後藤分銅”の一極の角を丸坊主にしたような形状……を呈する釣合錘が一体成形された薄いウェブによって特徴付けられていた。リビルドの際には動輪径も 1950mm に変更されたほどであるから、このユニークなクランク車軸もリビルド時の新製品であろう。

Chapelon の他の多くの仕事と同様、このリビルドも大成功で、同型機関車は Nord 鉄道にも供給され、全くの新製も行われた(*ibid.* pp.103~105)。

Chapelon はアメリカ人が忌み嫌ったクランク車軸とその設計について、次のように語っている。

> 組立式**クランク車軸**は、長年、イギリスでは支配的であったが、近年、普及の度を増している。とりわけフランスにおいては Paris-Orléans 鉄道において長期間、使用されており、今や他の鉄道にも適用されつつある。
>
> 単一スローの場合５つの、２スローの場合９つの要素から成るこれらのクランク車軸は折損することも亀裂を生ずることも無いという非常に大きな利点を有している。対照的に、それらはアライメントに狂いを生ずる場合があるものの、この問題は構成

要素の非常に注意深い組立ならびに締り嵌めとクランク鋼種との適合によって防止されることが可能である(弾性限度 60kg/mm^2 の鋼材を用いる場合、3%の締り代)。

更に、今日においては*完全にバランスされた(fully balanced)*クランク車軸の使用が益々増加している。これは、とりわけ高速走行を要求される４気筒機関車において、クランク車軸の寿命ならびに軸箱、太端ブッシュの過熱回避という両方の観点から良い結果を達成するために必要とされる予防措置である。

実際、*釣合の取られていない(non-balanced)*クランク車軸において、内方クランクによって生み出される*遠心力*は高速時には数トンに及ぶ。この力の作用下、車軸の撓みは、例えば 120km/h の速度、直径 1.95m の連結動輪において、車輪タイヤ内側相互間で計測される距離と直径の反対側外周部で計測されるそれとの間には 25mm もの差が見られるほどに達し得る。これは*完全にバランスされた*クランク車軸の導入以前における Paris-Orléans 鉄道における実測値である。

かくて、車輪は車軸の理論的軸芯に対して垂直を保つのではなく、クランク車軸に作用する遠心力の合力に反応して垂直面から偏倚し、タイヤは車輪直径の両端において当初の位置から 6~6.5mm ずつ両側に動く。

かような条件の下において、軸箱は軸箱守の中で継続的振動の状態に置かれ、あるいは車軸との不良接触に起因する過熱によって正常な隙間を失う。

車輪もまた、タイヤ相互間距離の変化が最大値に達する際、数トンに達し得る力に曝され、この力は軌道に伝達される。

確かに、釣合の取られていないクランク車軸は将来の設計の中からは排除されねばならない。それにも拘らず、３気筒機関車において用いられる単一スロークランク車軸の場合、このタイプの車軸は４気筒機関車に用いられる２スロータイプのものより遥かに剛性が高く、その重量もかなり軽量であるが故に、完全な釣合は不可欠ではないように見える。釣合の取られていないクランク車軸はドイツ国鉄の３気筒機関車や最新のイギリス、Southern 鉄道のパシフィックに用いられている(Chapelon, *La Locomotive A Vapeur*. English Ed. pp.99,101.)。

なお、引用中に在る“弾性限度”とは永久歪みを残さない最大応力値を意味する。確かに、機械部品の使用過程において材料に働く応力が降伏点や引張強さ(抗張力)の値にまで昂進することなどあってはならないし、材料の機械的強度＝“疲労は別にして、とりあえず壊れない範囲”を示すには弾性限度なる概念が解り易いようにも見える。

しかし、字義通りの“残留歪みゼロ”などという事態は現実世界においては起こり得ない。このため、古くは 0.001~0.003%、下っては 0.03%の残留歪み(特定許容歪み)を与える最大応力値を以って弾性限度とする便法が行われて来た。

但し、この 0.03%でさえ測定器の誤差を考慮すれば実用的価値には乏しい。よって、現在、わが国においては弾性限度を材料の機械的性質の基本的指標として掲げることは不適

当と看做されており、材料の機械的強度の代表的指標として降伏点応力や引張強さを掲げるのが通例となっている。

もっとも、*Machinery's Encyclopedia.* 1929 ed. Vol.I, “Alloy Steels”の項(pp.75~83)を参照しても、各種合金鋼(炭素鋼、Ni 鋼、低 Ni-Cr 鋼、中 Ni-Cr 鋼、高 Ni-Cr 鋼、Cr-V 鋼)の強度に関しては正しくこの Elastic Limit の値が掲げられており、元データは *SAE* 鉄鋼部門が 1912 年１月に発表した報告書である旨、記されている。

SAE にせよ Chapelon にせよ、何故、特定許容歪みのデータさえ掲げぬまま弾性限度なる概念を当然の如くに持ち出しているのか、今一つ理解に窮するところである。無論、“それが時代性だ”と言ってしまえばそれまでではある[249]。

同じく引用中、*fully balanced*、*non-balanced* というのは部分釣合の有無の謂いであり、ドイツ国鉄云々はプロイセンからドイツ国鉄に到る諸例＝筆者が“横着設計”と名付けたモノを指し、本稿の読者には既にお馴染みの筈である[250]。

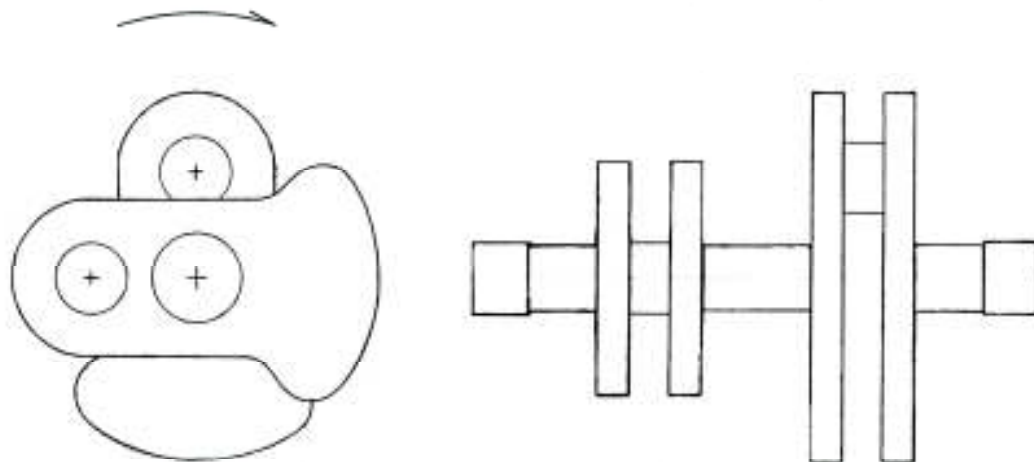
J.,T.,van Riemsdijk と André Chapelon の書から窺い知ることの出来るフランスの複式機関車のクランク車軸についての一般的情報は以上である。

最後に、Chapelon が 1932 年にやって見せた手法の再現として成立した 2D 機＝1938 年のフランス国鉄成立により 240P1-25 型となった４気筒複式、高過熱機関車(20 気圧、高圧気筒 440φ×650mm、低圧気筒 640φ×690mm、火格子面積 3.72m²)に採用されていたクランク車軸の概要図を掲げておく(図 13)。

図 13　フランス国鉄 240P. 1-25 型のクランク車軸の概要

249 わが国におけるこの概念の意義喪失感は『機械工学便覧』(1954 年)、6-29 頁において「降伏点のことを弾性限度というものがあるが、これは全く誤りである」と強調した日本機械学会自身が、43 年後、その百周年記念出版物『機械工学事典』(1997 年)の 816 頁で弾性限(度)について、これを「通常、理論では降伏応力と一致すると考える」と変説している事実からも窺われる。

なお、わが国の機械工学便覧的書物で構造用特殊鋼の弾性限度が掲げられた例として、筆者は生産技術協会『実用工学便覧』山海堂、1951 年、277 頁、同『改訂版 実用工学便覧』同、1963 年、290 頁に Cr-V 鋼、Cr-Mn 鋼及び Cr-Ni-Mn 鋼のそれが表示されているのを知るのみである。

250 件の Southern 鉄道、最新のパシフィック機関車とは一般に Merchant Navy 級として知られる、英国機らしからざる“ボックス風”動輪とケレン味たっぷり、トラブル多発の新基軸を満載した機関車である。本型式においては釣合錘なしの組立式クランク車軸が用いられていた。また、動軸の垂直移動による弁線図の偏倚を抑止するためとして加減リンク駆動にチェン･ドライヴの中間クランク軸を用いる変った弁装置が採用されていた。しかも、この３気筒分一括の弁装置は中央のクランク･コネクチングロッド機構と一緒にオイルパン付き密閉ケースに収納されていた(cf. *ditto.* pp.71~72, 252, 255~257, 259)。この機関車は後年、弁装置の３連ワルシャートへの変更をはじめとする大改造を受けることになった(髙木宏之『近代英国蒸機の系譜』私家版、1985 年、80~85 頁、参照)。

Chapelon, *La Locomotive A Vapeur*. English ed., p.297, Fig.200, p.299, Fig.201B より作成。側面図は機関車右サイドからのもの。

この機関車は国鉄成立後の 1939 年から'41 年にかけて、旧 Paris-Orléans 鉄道の 4.501 級飽和複式 2C1 機関車 25 両を 2D 機 4.700 級へとリビルドするという手法によって誕生した旧 P.L.M.エリア向け機関車である。粘着重量確保のために従台車を取払い、代りに動軸を 1 軸追加するという Chapelon 流荒療治の賜で、無論、火室は広火室から狭火室に改造され、台枠自体も造り変えられ、ボイラも載せ替えられた。低圧気筒はボアもストロークも拡大された。また、そのクランク車軸には弾性限度 60kg/mm^2 の Cr-Mo 鋼が使用された。先の引用中に在った鋼種は正しくこれであろう。

Cr-Mo 鋼は低合金鋼の一種で、代表的な構造用特殊鋼であるが、1930 年頃までのアメリカや日本では余り用いられていなかった鋼種ではある。その使用の動機は元々、Cr-Ni 鋼を用いていたところを、Ni 節約のため、Mo に置換することにあり、この点では C52 や C53 などに用いられた Cr-V 鋼とも同類であるが、後者の方が先輩格である。互いの用途は似通っているが、大物部品には調質感受性が良好である(熱処理し易い)ため、Cr-Mo 鋼の方が好んで用いられるようになった[251]。

さて、この図を注意深く観ると、釣合錘は上述の対称 140° 型とは似ても似付かぬ前進回転進み側に若干偏した非対称形状を与えられていることが判る。この設計は前掲図 10 に係わる中西不二夫の説明における 1′ を 2 と 4 の中間に置くことの代りに 2 の釣合錘前進回転遅れ側を削った措置、並びに 4′ を 1 と 3 の中間に置く代りに 3 の釣合錘回転遅れ側を

[251] 日本材料学会『機械材料とその試験法』1975 年、175~176、179~180 頁、参照。Mo については宮沢賢治『風の又三郎』にも登場しているので、機械や金属材料に馴染みの薄い向きにも広く知られていることであろう。

削った措置と看做すことが出来る[252]。

この1′、4′は1と4に、即ちクランク･ディスクとしての動輪の釣合錘に付加されても良かった。あるいは、完全な部分釣合を重ね、遠心力のその場相殺＝内部モーメント除去が図られるならば、かような補正錘はハナから不要であった。しかし、Chapelon はここで釣合錘の他に補正錘を2と3にも分担せしめ、クランク車軸に作用する内部モーメントの発生点付近での可及的抑制を図りつつ、完全な部分釣合を重畳させて行く場合に比してクランク車軸の総重量並びに慣性能率を幾分なりとも削減することに成功したのではないかと想われる。

この Chapelon 流リビルドは再び大成功を収め、火格子面積 3.72m²、機関車本体重量 113t と、わが鉄道省の機関車かと見まがいかねぬ小兵の本機はテストランにおいて最大正味出力(引張棒出力)3600 馬力をマークし、優れた速度並びに牽引性能を発揮した[253]。

しかし、複式3気筒で鳴らした F.,W., Webb の終着駅が複式4気筒であった皮肉を髣髴させるかのように、複式4気筒機関車界の革命児、André Chapelon の代表作も 2D2 の軸配置を有する複式3気筒機関車、No.242.A1 となった。高出力機関車におけるクランク車軸の剛性確保のためには1スローのクランク車軸を有する3気筒機関車の方が有利だから、という考えがそのリビルド開発の根底をなした思考である。

実際、クランクウェブの厚味は 240P の 104mm から 180mm に強化された、とある。この言い回しから判断する限り、その構成は“横着設計”ではなく正統的な組立品であったと推定されて良い。しかし、ウェブの厚味増大と中央クランクの位相が左右に対して均等に 135° であったという事実以外、その設計の詳細については遺憾ながら不明である[254]。

---

[252] 図 10 下段を御覧頂きたい。2と4との二等分線上に位置すべき1′を2に設けるならば、あたかも2に付されるべき釣合錘の前進遅れ側が削られたのと同様の効果を得ることが出来、1と3の二等分線上に来るべき4′を3に設ければ、その釣合錘の前進遅れ側を削ったのと同様の効果が得られる。

[253] 240P と Chapelon 流 2C1→2D リビルドについては cf. Chapelon, *ibid.*, pp.301~302, Rogers, *ibid.*, pp.32~40, Riemsdijk, *ibid.*, pp.107~108, 齋藤前掲書、356~361 頁。

なお、既に触れた通り、Chapelon のリビルドによる 2D 型機関車は 1940 年に 12.8%という正味熱効率を発揮したと伝えられている。しかし、その具体的型式については不詳とせざるを得ない。Stokes の語る 4C/4-8-0(16b)といった型式称号は用いられていないからである。年代的にはこの 240P1-25 型が最も怪しいが、これでは Stokes の図に記入された 25･6″ 即ち 650mm という低圧ピストン行程が合わない。cf. P.,R., Stokes, Shadows of Steam. in ImechE[Institution of Mechanical Engineers], *Small Sclae Basic Steam Plant*. London, 1990. pp.14~18.

[254] 言うまでもないことであるが、3気筒なら1気筒当り発生トルクも大きくなるからクランク車軸を高剛性化させれば応分の疲労強度向上が得られるというワケではない。ミカ=やC53 における組立式クランク車軸の折損例が示しているように，要はウェブ厚以外の寸法諸元、材料と圧入締め代とのバランス、油孔の配置と形状等、設計の巧拙である。

もっとも、Webbのそれがある種の茶番に終ったのとは対照的に、1932年に製造されたEtat鉄道の単式3気筒急客機No.241.101(2D1, 内側570×650mm, 外側530×760mm)を複式3気筒にリビルドする格好で1946年5月、たった1両、落成した試作機関車、フランス国鉄No.242.A1(2D2, 内側高圧602×720mm, 外側低圧686×760mm)はベース機の2800IHPの2倍になんなんとする5500IHPを発揮し、実測された正味最大出力も4280HPに達した。かつ、それは速力、燃費、水費共に極めて優れた成績を示し、正味熱効率は240Pのそれをも若干、凌駕したと伝えられる。

但し、台上試験が行われたワケではなく、正確な相互比較のために不可欠な供試炭の低発熱量の如きデータも提示されていない。それでも、このChapelon Magicの掉尾を飾る複式3気筒No.242.A1が世界の蒸気機関車史上に燦然と輝く技術的成果であったという点だけは明記しておかれるべき事実である[255]。

2．イギリス

フランスにおけるDe Glehn複式アトランティック(2B1)機関車の成功に関心を抱いたGreat Western鉄道は、1903年と1905年にこれを3両、サンプル輸入し、*La France*、*Alliance*、*President*と命名、G.W.鉄道技術陣のトップ、G.,J., Churchward設計による自社のアトランティック2気筒機関車及び2C型2気筒機関車との比較試験を行った。この3両の内、*Alliance*と*President*はParis-Orléans鉄道のアトランティックと同じモノで、Nord鉄道のそれをやや大きくした機関車であった。

この3両はG.W.鉄道のアトランティックを凌ぐ成績を示したが、牽引力においては2C型機関車に対して劣勢を託(かこ)った。4気筒でも複式というのは整備性の点で厄介であった。その結果、G.W.鉄道におけるDe Grehn平均複式機関車の増備は沙汰止みとなる。

1906年、ChurchwardはDe Glehn機関車の蒸気圧と動輪径を踏襲しつつ、彼の標準大

---

[255] No.242.A1についてはcf. Chapelon, *ibid*., pp.160,162~169, 339,340~344, 531~537, Rogers, *ibid*., pp.83~92, 167~168, Riemsdijk, *ibid*., pp.30~32, 齋藤前掲書、370~375頁。

もっとも、Rogersが次のように語っている件は如何にも手前味噌である。曰く、

> 性能に関して；軽量の列車を牽いた降坂走行時、つまり機関車に相対的に低い牽引力しか求められぬ条件下に達成される見かけの速度に恐らく過剰な注目が集められ過ぎていることについてここで指摘しておくのが適当であろう。機関車の質に関してより重要かつ切実なのは、大きな蒸発量の下でカットオフを伸ばし、加減弁における絞り損失を計上しながら高い速度を維持することの方が遥かに困難であるが故に、重負荷牽引時ないし勾配路線上で発揮される性能である。本書においてChapelonの機関車の質が評価されて来たのは正しくかような基準に照らしてであり、No.242.A.1の顕著な能力が証明され得るのはこの同じ基準によってである(*ibid*., p.86)。

機関車の性能を如何なる速度・牽引負荷の組合せの下で測定するかはその意図・目的次第である。走行速度が高まれば、その自乗に比例して空気抵抗が増すから、機関車は益々重くなる空気の壁に行く手を阻まれることになる。これはブルドーザが排土板で土を押して行く仕事と何ら変わらず、引張棒牽引力は低く出ていてもこの仕事には大きな馬力が食われる。馬力(power)を力(force)と速度(speed)の何れに振り向けるかはその国の文化である。

形ワゴントップ･ボイラーと 15×26in.のサイズを有する単式４気筒 2B1 機 *North Star* を開発した。その軸配置を 2C へと改めた一連の Star 級機関車の増備は 1907 年に始まり、これが 1923 年の Castle 級、1926 年の King 級と続く同鉄道の主力急客機の原点となった。

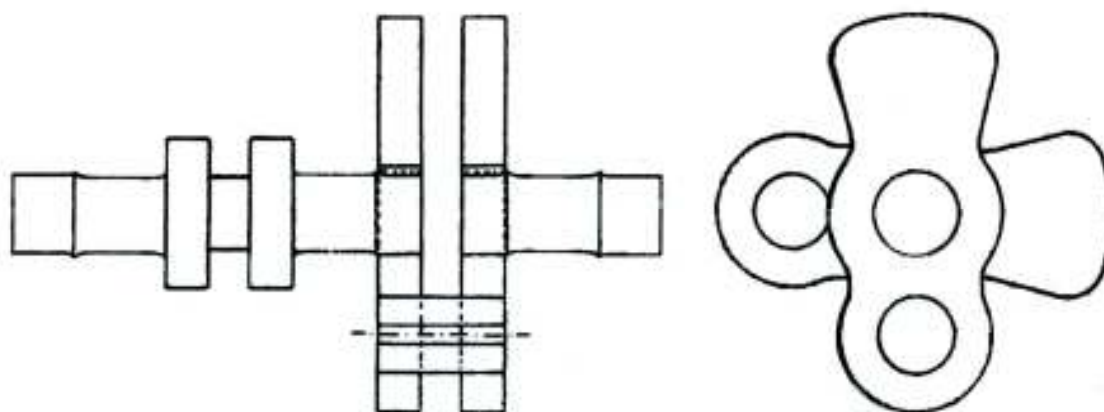
この間、1908 年には Churchward によって１両の新型急客機、イギリスでは最初のパシフィック、*Great Bear* が開発されていた。ボイラー長が 9ft.延長されている点を含め、1922 年に到るまでイギリスで最大の機関車であった本機は Star 級 2C 機を拡大した単式４気筒機であった。

Great Bear は性能的には成功策であったが、乗務員にその大きさ、重さが嫌われ、かつ、現実にその軸重や幅が過大で入線可能な線区が限られたため、G.W.鉄道におけるこのタイプの 2C1 機は *Great Bear* １両のみに終わり、それさえ貨物列車や石炭専用列車の仕業に充当されることとなった。

これに懲りたか、G.W.鉄道の主力旅客機は爾後、上述の単式４気筒 2C 機のみとなった。この鉄道省 88 シリーズの強力版のような 2C 機関車群は高発熱量の石炭が焚ける環境条件を有するイギリスの鉄道において広く選好された。かかる条件下にある鉄道においては常にそれほど大きな火格子面積が必要とされるワケではなかったからである[256]。

Southern 鉄道の King Arthur 級２気筒機関車、Lord Nelson 級単式４気筒機関車、その３気筒版である London Midland and South 鉄道、Royal Scot 級以降の急行旅客用諸型式および Gresley の B17 をその一つに数え、戦後のイギリス国鉄 BR5 を掉尾とする客貨両用機関車群など、多くの近代英国蒸気機関車がその実例に当る[257]。

図 14 はこの内、London Midland and South 鉄道の前身会社の一つ、London & North Western 鉄道、Sir Gilbert Claughton 級単式４気筒 2C 機関車(1913~'21 年に 130 両製造)の組立式クランク車軸である。

図 14　L.N.W.鉄道、Sir Gilbert Claughton 級単式４気筒 2C 機関車の組立式クランク車軸

[256] cf. G.,Gibbard Jackson, *The Book of The Locomotive*. London, 1924, pp.169~170.
[257] 髙木前掲『近代英国蒸機の系譜』第２、５、６、９章、参照。

The Locomotive of To-Day. 6th. ed., Plate I, IA より作成。側面図は機関車右サイドより。

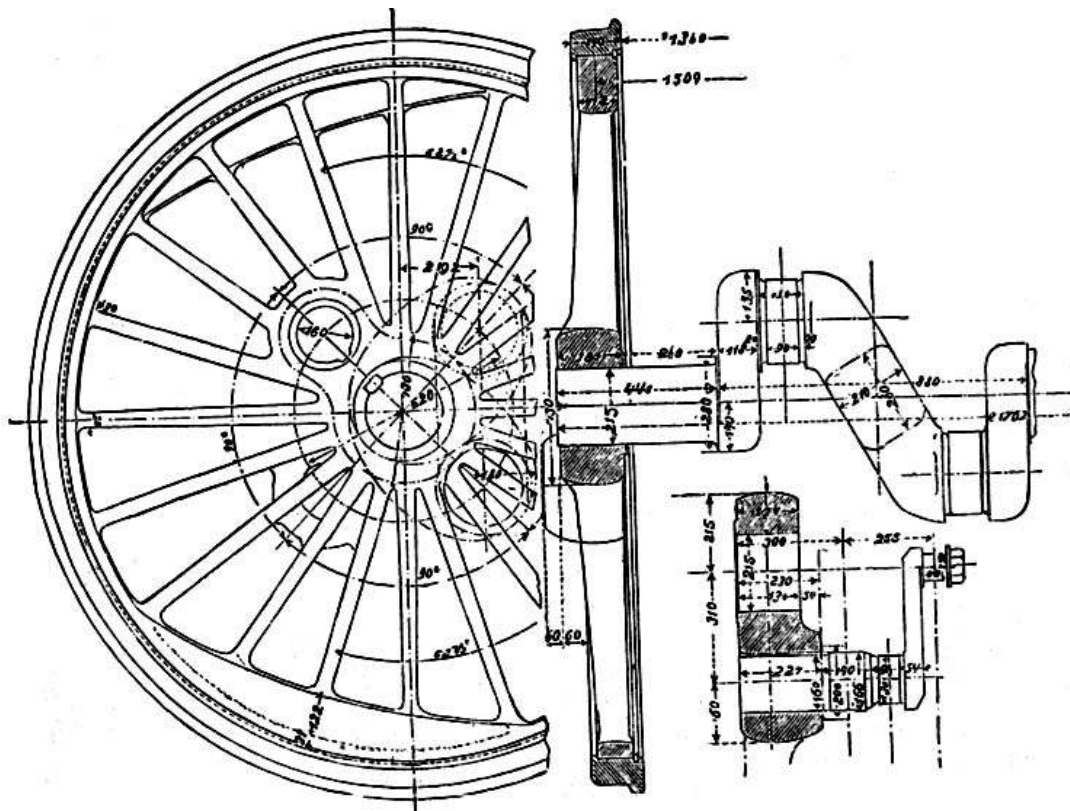
ウェブ上の釣合錘によって部分釣合が取られていることだけから見ても、これは従前のイギリス製内側２気筒機関車のクランク車軸と比べ、格段に進歩した設計であり、かつ、軸方向における間伸び感もかなりの程度、払拭されている。

因みに、1937 年、London Midland and Scottish 鉄道に投入された William Stanier の Duchess 級単式４気筒パシフィック急客機に採用されたクランク車軸もこれと瓜二つの形状であった[258]。

３．ドイツ

ドイツの例として森･松野によって掲げられているのはバーデン(彼らの表記はベーデン)官有鉄道Ⅱd 型蒸気機関車(Maffei、2B1、動輪径 2100mm、後のドイツ国鉄 14.4 型)のクランク車軸のみで、これは型鍛造品であるらしい。読者諸賢におかれては、くれぐれも図 15 に始まるドイツ製４気筒クランク車軸が 180° クランクではないという点に注意されたい(側面図並びに後掲図 22 の側面図をも凝視せよ！)。

図 15　バーデン官有鉄道４気筒平均複式機関車Ⅱd 型のクランク車軸

[258] cf. Chapelon, *La Locomotive A Vapeur*. English ed.,pp.248, 250~254, esp. p.251, Fig.161,.この Duchess 級機関車は一般にイギリスで最大の出力を有する蒸機と目されるが、それでも引張棒出力は 240P1-25 型に遥かに及ばぬ 2500hp 余りに過ぎなかった。髙木同上書、50~51 頁。なお、この記述は *Mallard* が記録達成時に 3000IHP をマーク、との文言(Hughes, *Sir Nigel Gresley*. p.147)と矛盾するが、筆者には検証の手立てが無い。

森彦三・松野千勝『機関車工学(中)』226 頁、第 840~842 図。この機関車の概要については同書、上巻、115 頁、第 86 図、参照。

1902 年に登場したⅡd 型機関車は 144km/h の速度記録をマークするほどの快速機であったが、そのクランク車軸は後掲図 22 に見る Alco の一体鍛造品の例と全く同様の設計で、中央部、２つの内側ウェブとこれらを繋ぐだけの役目を担う軸心部を省略し、クランクピンを Schrägarm(傾斜腕)で直結した短絡構成を採っていた。この設計は当該部ウェブ２枚の省略故に軽量化という点においては合理的である。

また、これは間違いなく３気筒１スロークランク車軸におけるドイツ流“横着設計”の４気筒先行版として位置付けられ得るモノで、低回転での使用を主眼に据えた合理的開き直りの双璧を為す。傾斜腕という不釣合い重量が軸芯の一方に偏倚しており、バランス上、不利である上、部分釣合を図る途は完全に放棄されている。審美的にも全く奇妙と形容するしかない形状で、後述される Alco の例と同様、醜悪との形容に相応しい。もっとも、その御執心振りから察するに、歴史的には恐らくドイツが４気筒機関車用“傾斜腕式”クランク車軸の発祥の地をなしていると見て間違いなかろう。

なお、J.,T.,van Riemsdijk に拠れば、Hanomag(Hannoversche Maschinenbau A.G. 独)が 1907 年、デンマーク国鉄向けに製造した Vauclain４気筒複式アトランティック機関車のクランク車軸もこれと同じ様な傾斜腕式であった(Riemsdijk, *ibid.* pp.126~127)。

似たような構成はプロイセン国鉄の急客機 S10 型４気筒機関車(1910 年、2C、単式、ドイツ

国鉄 17$^{0-1}$型)およびその改良版である S10^{1}型４気筒機関車(1911 年、2C、複式、ドイツ国鉄 17$^{10-12}$型)のクランク車軸にも踏襲された(図 16, 17)。

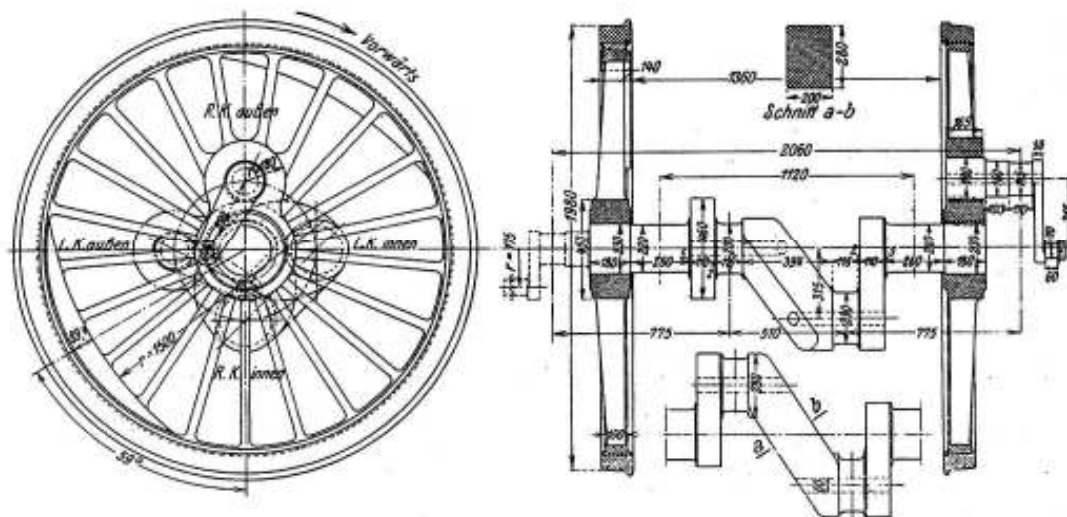
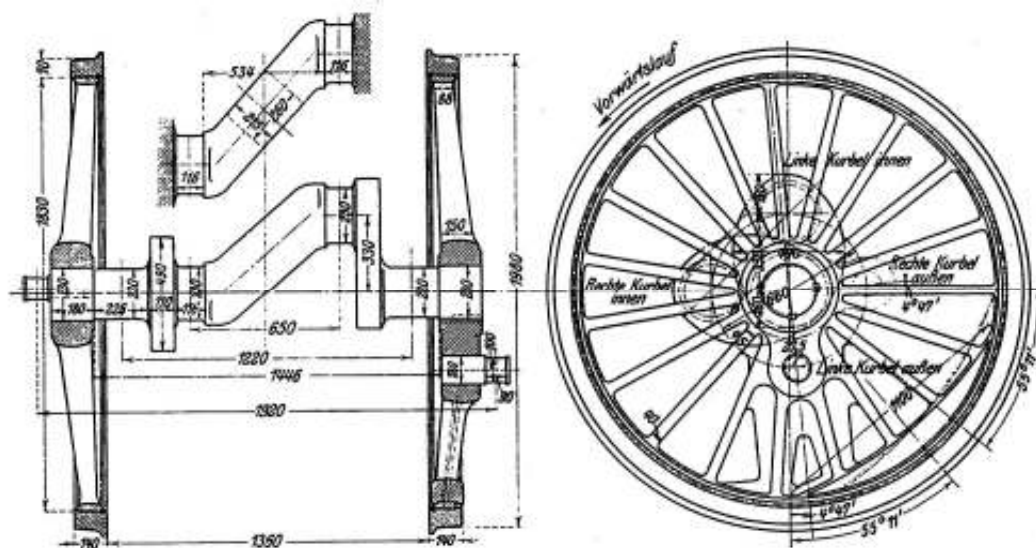
図 16　プロイセン国鉄 S10 型単式４気筒機関車のクランク車軸

Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Berlin, 1920, *Textband*. S.351, Abb.485,486.
ピン部には中空加工。

図 17　プロイセン国鉄 S10^{1}型複式４気筒機関車のクランク車軸

Garbe, *ditto.,* S.351, Abb.483,484.

S10 の気筒径が 430mm であったのに対して S10^{1}型の方は高圧 400mm、低圧 610mm

という寸法であり、しかも、De Glehn と同様、低圧気筒の方が内側に設けられていた。このため、内側クランクは大いに間延びさせられ、その皺寄せを喰らい、ジャーナル幅は僅か 226mm に制限されてしまっている。

それでも本型式は成功作であり、動輪径 1980mm、最大運転速度 120km/h と、スペック的には今一つ冴えなかったが、第二次大戦後暫くの間まで、長らく第一線の旅客機として活躍した。

また、この傾斜腕型クランク車軸は 1908 年から製造が始まり、主として第一次大戦前後に増備され、ドイツ国鉄成立後、1931 年の製造分を掉尾とする旅客機、旧バイエルン国鉄 $S^3/_6$ 型(2C1、複式、ドイツ国鉄 18^4, $18^{4\text{-}5}$, 18^5, 18^6 型)においても採用されている。本型式も動輪径 2000mm ながら最大運転速度は 120km/h に過ぎなかったが、1950 年代に燃焼室付きボイラへの遣らずもがなの換装工事を受けた 18^6 型あたりは 1960 年代前半まで何とか現役に止まった。

この２つの図について解説するプロイセン国鉄の指導的機関車設計技師 Robert Garbe(1847~1932)の言を引けば、傾斜腕型クランク車軸などという奇妙な設計が採用されたのはマトモにクランクウェブを打ち出すよりもかくする方が型鍛造による一体成形が容易であったからに他ならない。

時代が下れば製造法もドロップフォージからプレスフォージへと移行して行ったものかと考えられるが、この難易度の点はどちらの工法であれ同じことである。

Garbe が１スローの３気筒用鍛造クランク車軸と比べれば、この傾斜腕式鍛造クランク車軸の製造はヨリ困難であり、製品の寿命も短かった、と述べている点についても既に言及しておいた通りであり、当り前のハナシでもある。

わが鉄道省の蒸気機関車設計に多大の影響を与えた技術者として知られる Garbe は自らの大著を機関車用過熱装置の泰斗、Wilhelm Schmidt に捧げるほど忠実な彼のエピゴーネンで、低圧の過熱蒸気を用いる単式２気筒機関車の熱効率は複式機関車のそれを上回るという Schmidt 命題の信奉者でもあったから、そもそも４気筒平均複式機関車やその胡散臭い 90° クランク車軸などというモノ自体が好きではなかったのであろう。

それはともかく、先に引いた Woods/Barnes の言との併せて考えるに、Garbe の偏見や信念とは無関係に、現場においては４気筒用傾斜腕型クランク車軸の取扱いに際して、後年の損傷許容設計された航空機部品のケースと通底する運用ないし検修思想を根付かせるしかなかったものと推測せざるを得ない[259]。

---

[259] 損傷許容設計という考え方の前駆形態は４気筒蒸気機関車用クランク車軸だけではなく、航空発動機用軽合金ピストンにおけるピストンピン･ボス上のリブにおける亀裂の観察措置においてもその一例が見出される。Pratt & Whitney 航空発動機における鋳造用 Al 合金 Silico-nickel alloy(A.C.A 132-89)使用のピストンにおける事例に拠れば、民間機で 300~600 時間経過後、当該部分において大部分に亀裂を生じていたという。シー･エフ･テーラー講述『航空用発動機の設計に就て』海軍航空本部、1931 年、14~15、37 頁、参照。シー･エフ･テーラーとは勿論、前出の Charles Fayette Taylor。

なお、オーストリア国鉄が 1911 年に 1 両投入した 1F の軸配置を有する Winner Lokomotivfabrik A.G.製 4 気筒複式機関車 100 型 001 号機やこれをモデルとして 1917 年から Eslingen により総計 44 両製造されたウルテンブルク国鉄の K 型(→ドイツ国鉄 59 型)、更にはノルウェー国鉄が 1936 年より投入を開始した 1D2 の貨物機関車、Dovregruben 級 14 両(Oslo の Thunes Mek. Verksted 製 5 両及び Krupp 製 9 両)に採用されていたのもこの傾斜腕式クランク車軸であった[260]。

もっとも、ドイツ並びにその周辺なら傾斜腕方式のクランク車軸ばかりであったか、と問えばさに非ず、1925 年、Hanomag がスペイン、Norte 鉄道向けに 6 両製造した 2D1 の軸配置を有する機関車 Of 94 にはディスク状のウェブを有するクランク車軸が用いられていた。この機関車は 1948 年に到るまでの間にスペイン国内で総計 88 両リピート製造されたというから成功作であった(Riemsdijk, *ibid.* pp.111~112)。

また、1932 年、Henschel がポルトガルの Beria-Alta 鉄道向けに製造した 2D の機関車においては内燃機関のクランク軸に瓜二つの素っ気無いクランク車軸が使用されていた(Riemsdijk, *ibid.* pp.114~117)。

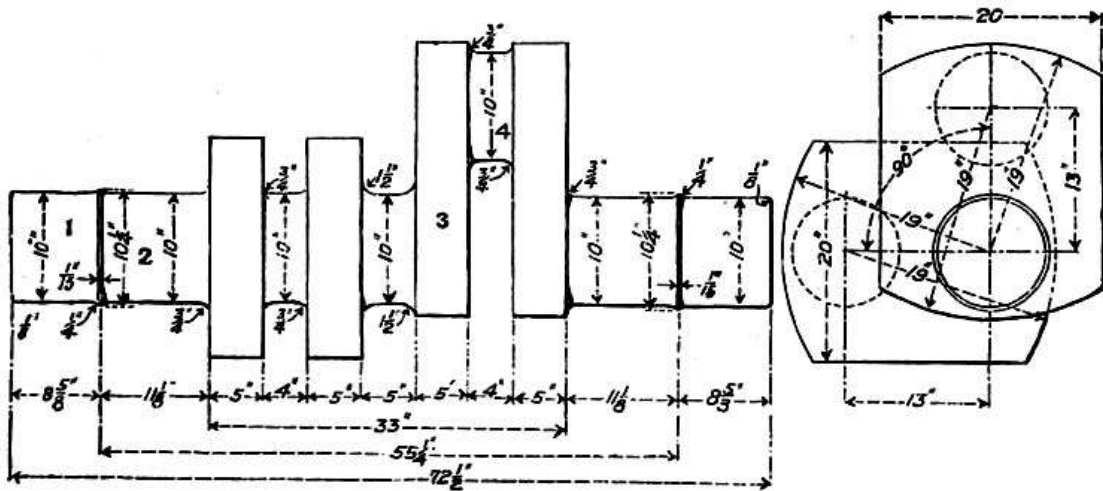
4．アメリカ

さて、上述の通り、アメリカはクランク車軸嫌いの国であったが、マレー複式でパワーアップを図れば低圧ピストン回りの往復質量の巨大さ故に高回転･高速走行は叶わず、かつ、車両限界の制約にぶつかる。外側 2 気筒単式機関車でもアメリカ的設計思想を体現した後年の巨人機ならいざ知らず、手ごろなサイズのそれではパワーと高速走行性能の追求に関しては高が知れていた。

そこで、このクランク車軸嫌い、“simple is best”、“全てを外側に”を地で行ったこの国においてさえ、外側 2 気筒やシンプル･マレーの巨人機興隆前の一頃、背に腹は代えられぬとばかりにこれを用いざるを得ない平均複式に執心する時期が画され、4 気筒機関車用の様々な 2 スロー･クランク車軸が提案されることとなった。そこには、元来の新機軸好きの血が騒がずには済まなかったという側面も観取されて良かろう。

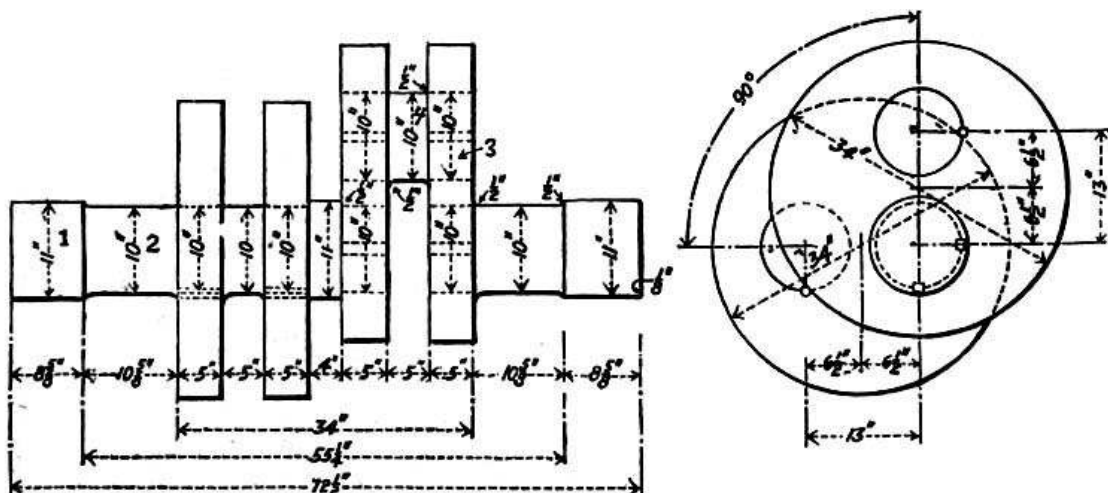
同時代のアメリカにおける平均複式 4 気筒機関車用クランク車軸の具体的設計例について、森彦三･松野千勝『機関車工学』は、素性が明確で最も古典的と思しきサンプルとして Baldwin の Vauclain 平均複式式に係わる図を掲げている(図 18)。

図 18　Vauclain 4 気筒平均複式機関車のクランク車軸 A

[260] 100 型 001 号機については cf.Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Berlin, 1920, *Tafelband*. Tafel 30, Chapelon, *La Locomotive A Vapeur*. English ed., pp.452~454(p.453 Fig.331 は Garbe からの引用),ウルテンブルク国鉄 K 型については cf. *ditto*. p.454,ノルウェー国鉄 Dovregruben 級については cf. *ditto*. pp.395~398, esp. p.397, Fig.285.

森彦三・松野千勝『機関車工学(中)』245 頁、第 879~880 図。元図は *Locomotive Dictionary 1906*. p.180, Figs.1377,1378.

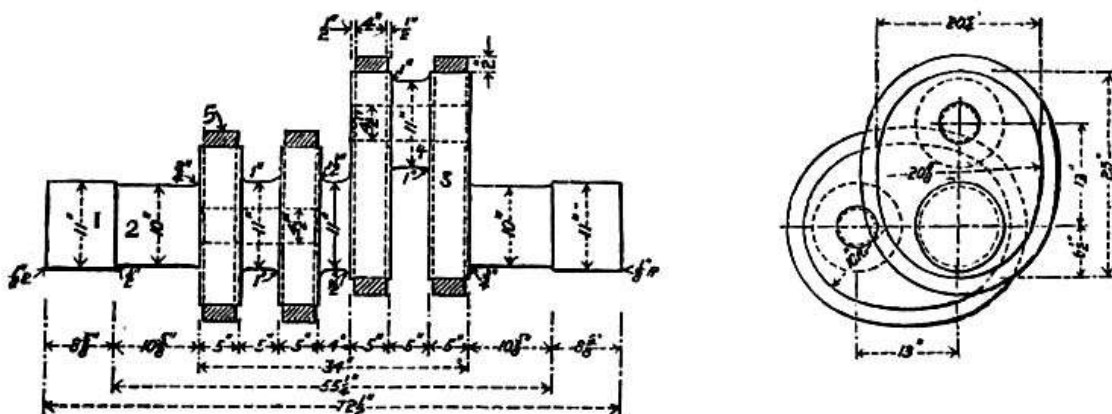
これも上例同様、芋鍛造粗形材からの全面機械加工削り出し品であろうが、嫌にゴロゴロしたプロフィールから見れば、棒材からの削り出し品だとしても違和感はない。何れにしても上例同様、加工工数、余肉共に凄まじい、“為せば成る”的作品である。やや小ぶりな似たようなものが *Locomotive Dictionary 1906.*に Figs.1379,1380 として掲げられているが、省略する。

図 19 は同じ Baldwin でも、組立式(圧入・キー止め)に進化したクランク車軸である。ウェブ厚を落とすことなく、中央のデッドスペースを 1in 切り詰めたことにより、剛性アップとクランクピン幅の増大に成功している。

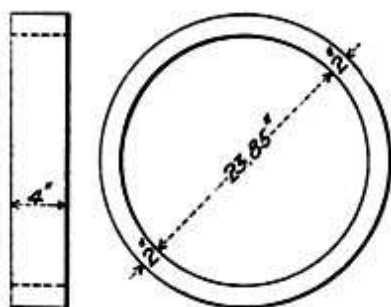
図 19　Vauclain 4 気筒平均複式機関車のクランク車軸 B

森彦三・松野千勝『機関車工学(中)』245 頁、第 881~882 図。元図は *Locomotive Dictionary 1906*. p.179,

Figs.1371,1372.

また図20に示されるBaldwinの設計例は棒材ないし芋鍛造粗形材からの全面機械加工削り出し品ながら、軽量設計が推進されている。ウェブ面積は限界的に縮小され、その強度不足は英仏においてもも採用されていたような鋼製タガの焼嵌によって補償されており、かつ、クランクピンには中空加工まで施されている。

図 20　Vauclain 4 気筒平均複式機関車のクランク車軸

森彦三・松野千勝『機関車工学(中)』253 頁、第 890~891 図。元図は *Locomotive Dictionary 1906*. p.179, Figs.1375, 1376.

Locomotive Dictionary 1906 の元図にはこのタガの真円リングに仕上げられた粗形材のの図が添えられているので、これを図 21 として掲げておく。

図 21　同上のタイヤ鋼製タガの粗形材

Locomotive Dictionary 1906. p.179, Figs.1373,1374.

その説明によれば、素材はタイヤ鋼で、インゴットからリング転造された後、全面機械加工され、加熱、楕円整形の上、車輪のタイヤの場合と同様、ウェブに焼嵌される。

タイヤ鋼とは勿論、車輪々心に焼嵌されるこのタイヤの材料である。当然、それは靭性、

耐摩耗性、疲労強度の高い鋼材でなければならない[261]。

今一つの巨大機関車メーカー、Alco における実施例としては面倒な鍛造工程と機械加工工程の賜たるドイツ流“傾斜腕式”相当品だけが参照可能であった(図 22)。もっとも、これが型鍛造によって造られたという記述は無い。

ともあれ、削り出しであれ一体鍛造、組立であれ、改めて図面を凝視すれば、この４気筒用“傾斜腕式”クランク車軸などというものは不釣合い重量の塊のような誠に醜悪な回転軸と言わねばならない。

図 22　Cole４気筒平均複式機関車の一体鍛造クランク車軸

---

261 タイヤ鋼の材質のお国柄を巡っても興味深い挿話がある。即ち、イギリスを範としていた 1909(明治 42)年７月の鉄道院仕様書においては機関車用タイヤ鋼の引張強さは 76~90kg/mm² と定められていたが、新たに範をドイツに求めた 1911 年４月の改正より、その強度は 70kg/cm² 以上へと切り下げられた。その結果、タイヤとりわけフランジ喉元の直立摩耗が激甚化し、鉄道省は 1923 年、焼入れ･焼戻しを施して引張強さを 85kg/cm² とした試験用タイヤ 60 個を機関車に取り付け、摩耗状況調査を開始した。

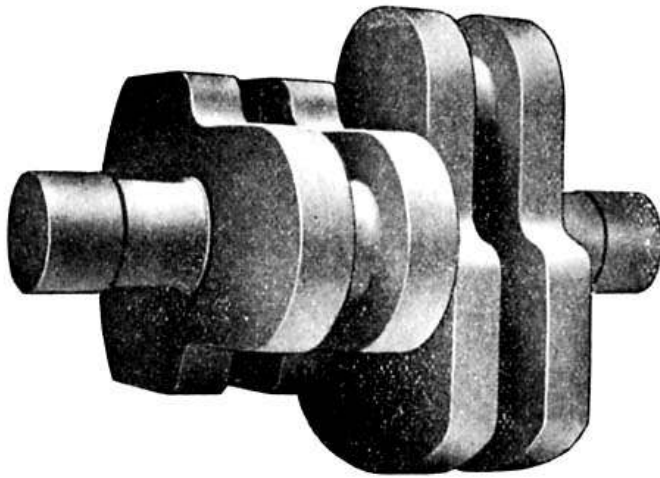
また、鉄道省及びメーカー(恐らく住友金属工業)は「タイヤとレールの摩耗の研究」を主催し、タイヤ硬度の向上がレールの摩耗を促進するものではない、との知見を得た。

その結果、1927 年１月には引張強さを 75kg/cm² 以上とする新たな規格が制定され、翌年からは燐、硫黄、の許容含有率に関する規程が酸性炉･塩基性炉別に定められた。1930 年５月からは引張強さを 80kg/cm² 以上に高めた新規格が導入され、80~100kg/cm² の引張強さを有するタイヤ鋼が実勢として使用されるに到った。これは曲線および勾配の多いわが国有鉄道の線区に対してドイツ規格が不適合を示した事例である。この間、炭素含有率についての規程は存在しなかったが、1925 年から 1932 年にかけて、その値は 0.5%強から 6.5%強へと漸増した(広重前掲『輪軸』67~69 頁、参照)。

アメリカにおけるタイヤ鋼規格については不詳ながら、恐らく英国規格に準拠したものが定められていたと思われる。

森彦三･松野千勝『機関車工学(中)』253 頁、第 886~889 図。元図は *Locomotive Dictionary 1906*. p.180,Figs.1381~1385.

次に、少しは醜さの程度の軽減された、即ち、部分釣合が若干考慮されたクランク車軸の実例を掲げておこう(図 23)。

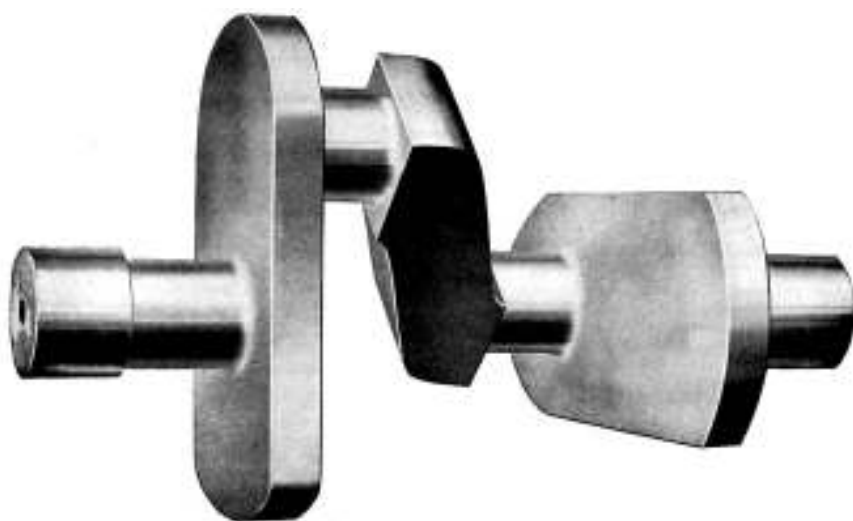
図 23　ウェブに釣合錘が一体成形された組立式クランク車軸

Locomotive Dictionary 1906. p.225,Fig.2205.

最後に確認し得たアメリカにおける実施例は機関車メーカーのそれではなく、Philadelphia の部品メーカー、Standard Steel Works Co.の製品広告に見る組立型の“傾斜腕式”クランク車軸というゲテモノである(図 24)。

複式が流行っていた時期に刊行された *Locomotive Dictionary 1906.*ではこの会社は自らを台車メーカーとして謳っていたから、クランク車軸に関しては後発企業であったのかも知れない。

もっとも、科学的管理法と高速度鋼の父、Frederick W., Taylor(1856~1915)が実験研究を重ねた Midvale Steel Company が鉄道車輪･車軸メーカーであった事例に象徴されるように､アメリカの機関車メーカーにとっては古くから Midvail や Standard のような機械金属系部品メーカーからクランク車軸を購入するのが当り前であった可能性もある。

逆に、ジェットエンジン時代の到来と共に、P&W などがレシプロ航空発動機やその補修部品を下位の自動車会社に製造委託したような具合に、アメリカの機関車メーカーが３気筒機関車の流行や２気筒機関車の大形化によって最早、時代遅れとなった４気筒機関車のサービス用クランク車軸の供給を下請けに任せた可能性も否定は出来ない。従って、この広告の背後にある事実の探求は容易ではない。

図 24　アメリカ、Standard Steel Works Co.における組立クランク車軸の実施例

American Railway Association ― Division V, Mechanical, *Locomotive Cyclopedia of American Practice. Seventh ed.―1925.* N.Y. 1925, p.587 Fig.1371.

それはともかく、長い広告文の原表記はかなり入組んだ、意図的とさえ疑われかねない不分明な記述で誠に解り難い。しかし、これを整理補足すれば、その製造方案は大略、次のようになる。

クランクウェブ、クランクピン、ジャーナルは鍛流線の向きが製品稼働時に作用する応力に対して最も強くなる方向を取るよう別々に鍛造されている。材料はウェブにはタイヤ鋼が用いられ、ジャーナル、「Z ピース」＝傾斜腕＋クランクピンには炭素鋼・焼入れ／焼戻し品が使用された。特別な重負荷機にはこの部分に合金鋼を用い、焼入れ／焼戻しが施された。

設計上、クランクピン圧入部の緊締力を確保するためとしてクランクピン座の直径の２倍を下回らないだけのウェブ幅が確保されていた。ジャーナルは円柱状に鍛造後、中空加工が施され、端面にプラグ嵌入の後、外周センター加工による旋削ならびに研削に回された。中空であることにより熱処理の均一性と若干の軽量化効果が得られている。

「Z ピース」は直線直角断面に鍛造(荒地成形)の後、最終「Z」形状にプレスで熱間型鍛造された(finally bent hot in a die under a powerful press to the required shape)。ピン部は中心の穿孔の後、プラグを嵌入して外周をセンター加工により旋削し、熱処理、研削加工の後、圧入組立に回された。

後に見るように、自由鍛造粗形材が大量の切粉を出す削り出しという非能率的事後加工を強要するのに対して、最終製品形状に近い仕上がり寸法を有する型鍛造粗形材は機械加工の能率向上に貢献するばかりか金属内部組織たる鍛流線の切断を最小限に抑制するため、製品疲労強度の向上や設計寸法そのもののシェイプアップを実現させる要素となる。

この型鍛造にも重力、蒸気／空気圧等を利用して金型を取付けたハンマーを繰返し叩き付ける drop forge : 落鎚鍛造と鍛圧機＝forging press(水圧式／機械式プレス機等)を用いて押圧

する press forge とが在り、戦前、単に型鍛造と言えば、少なくともわが国においては、概ね前者を意味した。

然しながら、材料は通常の範囲においては変形･流動の速度が高まるほど内部摩擦の急増を来たすため、変形に対する抵抗･反発力を増し、変形範囲が極限されることとなって全体にバランス良く変形してくれなくなる。このため、急速打撃をこととするドロップフォージにおいてはハンマーは撥ね返されがちとなり、作業自体が危険であるばかりか成品形状誤差が大きかった。

また、喧(かまびす)しく打撃を繰返す間にワークは冷却･硬化を来す。変形抵抗はいよいよ増大し、ハンマによる打撃のエネルギーの益々多くはハンマの躯体から基礎へ、基礎から地盤へと伝わる振動や、音響、更にはハンマを跳ね返すエネルギーへと転化するようになり、加工の効率は急落する。これを防ぐため、数次に亘って加熱炉に入れ直す必要も生じた。

従って、ドロップフォージはエネルギー効率も低かった。こんな欠点だらけの加工法に頼らざるを得なかったのは何としても削り出しだけは避けたいものの、静かに、しかし程よいテンポで鍛圧する機動的な鍛圧機が無かったからに他ならない。

このドロップフォージの欠を幾分なりとも補うため、1930 年代のアメリカでは 1 つの金型に粗材荒打･準備成形･仕上成形用の型を 3 つ彫り込み、高速ハンマによってトランスファ･ブローして行く“ワンヒート･セステム”の普及が進んでいたが、これで対応可能なのは小物部品に限られた[262]。

これに対して、Standard Steel Co.における本実施例はその成品形状が極めて単純で鍛造工程もほぼ曲げに等しいような場合の事例ではあるが、鍛圧プレスを用いるプレスフォージの早期実用化事例として記憶されるに足るように思われる。同社としては、そうまでして組立化を図った方が、この厄介な粗形材を一体鍛造で調達するよりは余程、楽だったのであろう[263]。

なお、アメリカでは A.A.R.更には A.R.A.の前身、American Railway Master Mechanics' Association の時代から、表面のごく浅い所に潜む材料欠陥を嫌い、車軸には全面機械加工を施して黒皮を剥くべし、との規程が定められていた[264]。

---

262 ドロップフォージの概要、実施例については雲野陶藏『型鍛造(ドロップフォージング)』工業図書、1937 年、参照。この著者は海軍技師で、彼の著作は型鍛造と兵器製造との関連を雄弁に語る技術史的に興味深い書である。“ワンヒート･セステム”については 150~152、153 頁、自動車機関用らしき小形内燃機関クランク軸の鍛造風景については 51 頁、成品としてのクランク軸粗形材や金型については 169、175 頁、参照。当然ながら、機関車用クランク車軸のような大物についての言及は無い。

濱住松二郎『鍛造法』共立社、実用金属材料講座 10 加工編、1937 年、もかなりの部分はこのドロップフォージ関係の記述に充てられている。

263 戦前期、鍛圧機を用いるプレスフォージと言えば、少なくともわが国においては、水圧プレスによる大物自由鍛造を指すのが通り相場であった。水圧プレス並びにこれを用いた自由鍛造や様々な設備による型鍛造等については後述する。

264 *Locomotive Dictionary 1906*, p.5 によれば、動軸は平炉鋼で造られ、燐、硫黄、マンガンの

この主旨からすれば、一番厄介そうに見える「Z ピース」の傾斜腕部については組立の後、手持ちグラインダーを用いて仕上る位しかテが無かったのではないかと考えられる。いすゞ“117 クーペ”のルーフサイドからリア・クォーターに到る長いモールを厚いステンレスの帯材から手持ちグラインダーで日本刀のような形に削り込み、仕上げて行った作業と比べれば、こんなことは大した仕事ではない。

形状設計面についてみれば、このクランク車軸に付された釣合錘は申し訳程度のマスで、部分釣合は誠に不徹底である。

結局，機関車の下に潜ってしか整備することが出来ない内側駆動機構とクランク車軸を有する内側２気筒，３気筒，非・連接式４気筒機関車はアメリカでは一度もメジャーな地位に就き得なかった。内側２気筒機関車の製造は遠く 1860 年頃に終焉に到っており，世紀転換期の寵児＝平均複式４気筒機関車も 20 世紀初頭の一時期に集中して 400 両ばかり造られただけに終わった[265]。その中には“時計のような”作動を賞賛されたにも拘わらず，クランク車軸折損事故の後，２気筒に改造された例も皆無ではなかった。

３気筒ならクランク車軸も１スローで済むため，検修が相対的に容易であると考えられた点はアメリカでも同じであるが，その総製造両数はマレー代替用重量貨物機を中心とした僅か 250 両ほどに止まった。400 両といい 250 両といい，大きな数字であるかのように見えるかも知れぬが，これは輸出向けを含む製造両数である上，この大国においては最盛期＝機関車が相対的に小さかった 1920 年には７万両になんなんとする，巨人機に溢れていた第二次大戦期においても 45,000 両ほどの機関車が活躍していたから，これ位ではほんの一つまみに過ぎなかった。所詮、日本などとは桁が違っていたワケである。

最終局面における成果たる件の U.P.鉄道 Class 9000 は高い完成度を誇り，機関士達の中には Alco の推奨する 35mph.(56.3km/h)はおろか 60mph.(96.5km/h)ないしそれ以上で飛ばす者もあったが，３気筒専従の検修陣を控えさせられるほどの両数が揃っている場合，Alco-Gresley タイプの３気筒機関車は大きな技術的破綻を示さなかった。それでも，整備性の悪さという本質的欠点とクランク車軸はアメリカ的な大軸重に耐え得ないという状況判断がこの大陸における３気筒機関車の息の根を最終的に止めることになった。

勿論、その背景には石炭資源に恵まれ燃料価格が低廉であったこの国において、熱効率の僅かなマージンと引換えに機関車構造を複雑化し、稼働率を低下させるより“simple is best”を徹底的に追求する方が得策であるという大局的判断が在った。アメリカにおける３気筒機関車の製造は蒸気機関車に対するころがり軸受の本格的導入の発端が画された 1930

含有率各 0.5、0.5、0.6%を超えず、引張強さ(破断荷重÷変形前断面積)80000lbs/in^2(55.8kg/mm^2)、2in 試験片の伸び 20%、断面収縮率 25%を下回らぬことと指定され、メーカーには各溶解毎に規定の試験片を採取し、材料試験を実施することが義務付けられていた。製品は平バイトを用いて全周、粗旋削するよう指定され、全点、目視検査に供され、継目、穴等の欠陥の無いことが確認されねばならなかった。

[265] 従って、1904 年末における４気筒複式機関車稼働数 1952 両なる上記の数字も８割方はタンデム複式やデュープレックス複式の機関車によって占められていたものと考えられる。

年、Class 9000 の第４次増備 25 両を以って終了している[266]。

Ⅲ．鍛造技術の進歩と４気筒用クランク車軸設計における究極的アイデア

１．火造り＝自由鍛造の系譜

さて、アメリカにおける組立型“傾斜腕式”クランク車軸に関しては幸いにもその製造方案を些か詮索することが出来たが、クランク車軸全般、なかんずく一体鍛造型“傾斜腕式”クランク車軸などという極め付きのゲテモノについて同様のことを試みるには、往時、エンジン製造工程におけるボトルネックをなしたクランク軸鍛造技術に関するやや立ち入った理解が不可欠である。

内燃機関製造工程におけるクランク軸製造の重要さ、ないし厄介さ、とりわけ材料欠陥の問題について、鉄鋼メーカーでありクランク軸製造企業であった(今でも同じだが)神戸製鋼所の技師長 永井 博はかつて次のように述べた。

> クランク軸は云ふ迄も無く、陸船及び車輌用発動機は勿論、其他のあらゆる原動機の根本をなすものであるから、材料、工作、検査は最も厳格でなくてはならない。・・・
>
> クランク軸の工作は非常に時間を費すもので、鍛造法、熱処理、機械加工、検査等に念を入れる程多くの時日を要するし、又そう無くてはならないのであるが、通常、発動機の設計が終つて、愈々工作に着手するに当り、第１番をクランク軸工作から初め(ママ)ても、このクランク軸が全部仕上る時と、他の部分品の殆んど全部が製作を終る時とは、殆んど同時である位である。而も、クランク軸の材料に欠点があるとすれば、その欠点は機械加工の終了間際の最後仕上になつて最も厄介なゴースト、(Goast line)砂喰ひ、或はヘーア･クラック(Hair crack)等に発見せらる場合が多いので、加工費は全部無駄となるし、発動機の完成はずつと遅れて了ふし、散々の体に逢ふ。材料の悪い個所が鍛造物の内部にあつて外からは窮知出来ないものが、機械加工の進むに連れて表面に現れて来るのである。蓋し、深部にある砂喰ひ、ヘーア･クラック等は完成後も見えないのだが、長年使用する間に材質の疲労となり、内部破壊の成長ともなり、遂に軸を破壊する迄になる。これ等より材料製作者はクランク軸材料の鋼塊製作には最善の努力が必要である(永井博「発動機工作法―陸･船･車輌用発動機―」共立社『内燃機関工学講座』第７巻、1936 年、193~194 頁)。

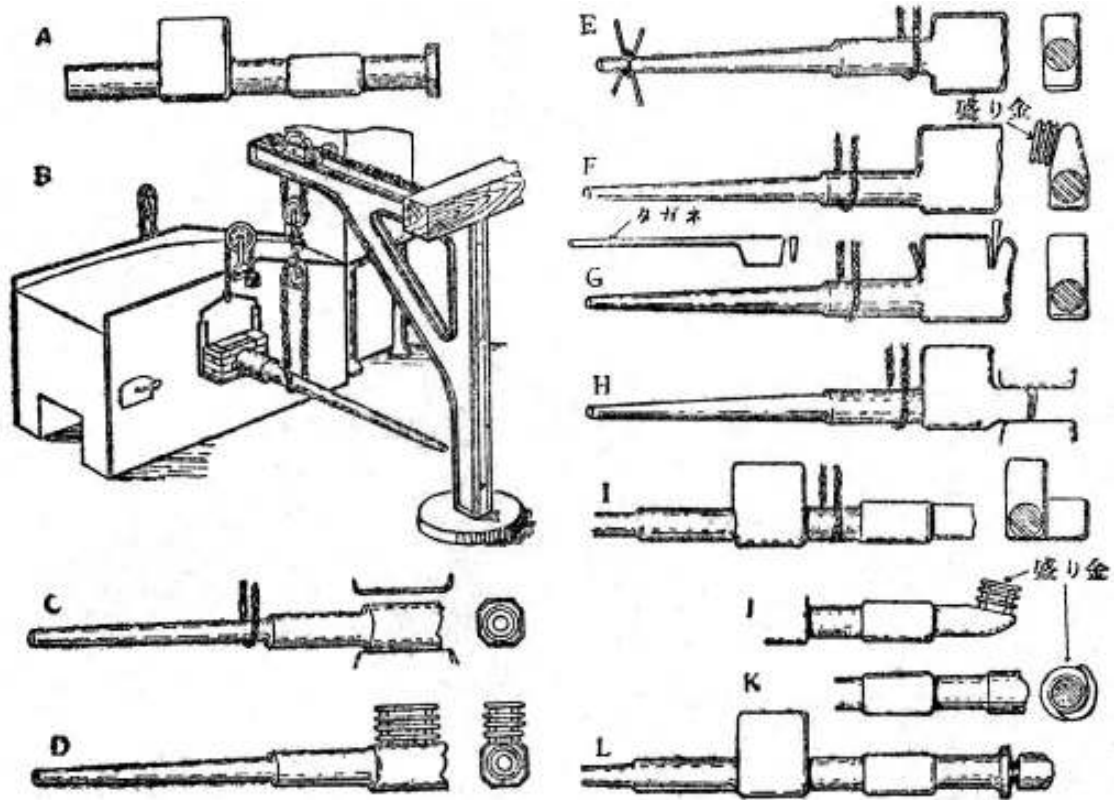
勿論、この点は通常内燃機関より少ない気筒数を有するとは言え、蒸気機関の製造についても相通ずる問題をなした。

以下、暫く蒸気機関、内燃機関用クランク軸の様々な製造工程を概ね時系列的に振り返ってみることにしよう。

最初に見るのは最も原初的な盛金･鍛接法による 90°２スロー･クランク軸粗形材の製造工程であり、内側２気筒蒸気機関車用のクランク車軸も旧くはかような工法に拠って製造された訳である(図 25)。

---

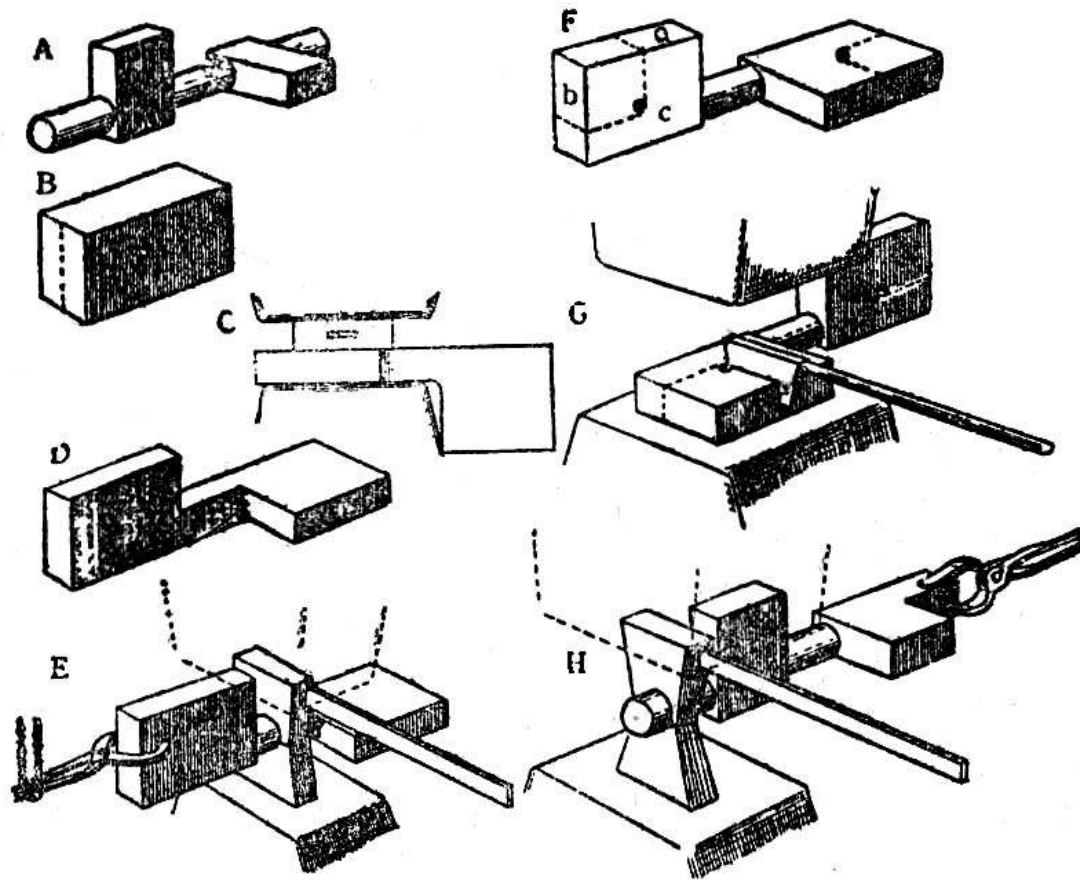
[266] cf. Bruce, *ibid.* pp.99~102.

図 25　盛金、鍛接による棒材からの 90°クランクの火造り例

堀岡米吉『鍛錬鍛造』上巻、河出書房、1943 年、265 頁、第 245 図。

A：成品粗形材
B：加熱炉
C：クランクスロー基部成形
D：クランクスロー部盛金
E：クランクスロー部鍛錬
F：クランクスロー部再盛金･成形
G：クランクスロー部余肉切除と中間軸部成形
H：両クランクスロー鍛接
I：鍛接仕上り品
J：フランジ部盛金
K：　　同上
L：フランジ成形から切断へ

これは大形の鉄塊が得られず、マテハン能力にも制約があった時代の工程であろうが、この有様では鍛造ないし鍛錬に附随して云々される鍛流線の繋がりなど“何処吹く風”である。取敢えず、格好をしたモノが出来れば良い、という水準の技術である。

次に見るのは大形の鉄ないし鋼塊を鍛錬し、成形して行く工法である(図 26)。E や H で軸部の成形に用いられているのは“タップ”と呼ばれる工具である。F で C の孔を明けるのは“目打ち”と呼ばれる工具である。G では“焼き切りタガネ”と呼ばれる柄付きタガネを用いて切断が行われる。何れにおいても横座が材料に工具を当て、先手がハンマを振るう。

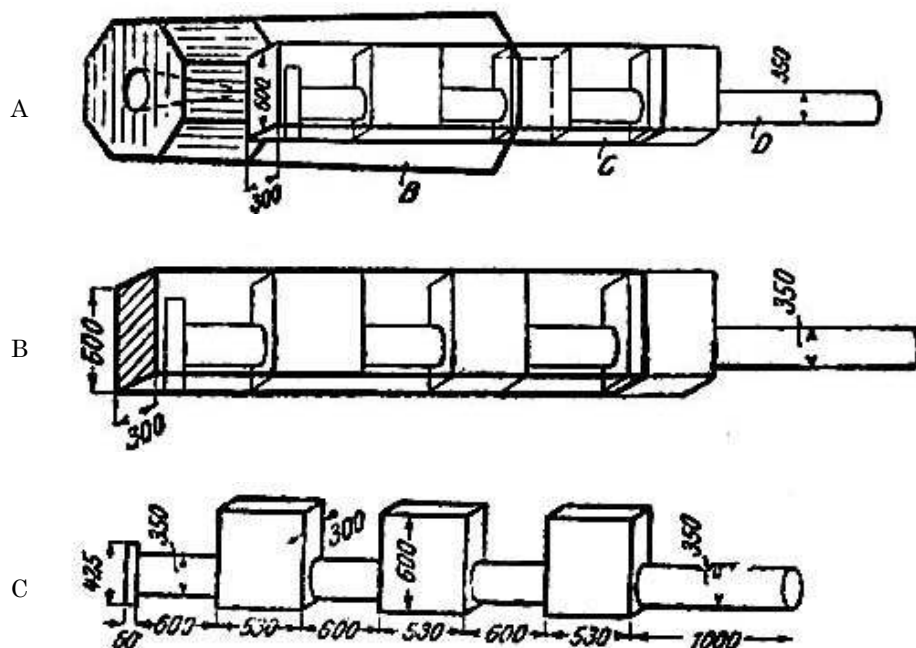
図 26 鉄ないし鋼塊からの 90°クランク火造り例

同上書、266 頁、第 246 図より。

A：最終粗形材の形状
B：ブルーム(粗圧延品)
C：平打ち→荒成形
D： 同上による成品
E：中間軸部の成形
F：切除、ジャーナル部成形のための準備穿孔
G：切除
H：ジャーナル部成形

恐らく、かような工法によって蒸気機関車用 90°クランク車軸が作られた時代が第二期と言えるであろう。

では、完全２スローの 90°クランクではない、ドイツで謂うところの“傾斜腕式”クランク車軸はどのようにして製造されたのであろうか？

この点に関する資料は乏しく、推論を重ねるしか致し方ないのであるが、その際に参考にされるべきは多気筒機関用クランク軸の製造技術である。これを最も原始的と言える工法から順次、見て行くことにしよう(図 27)。

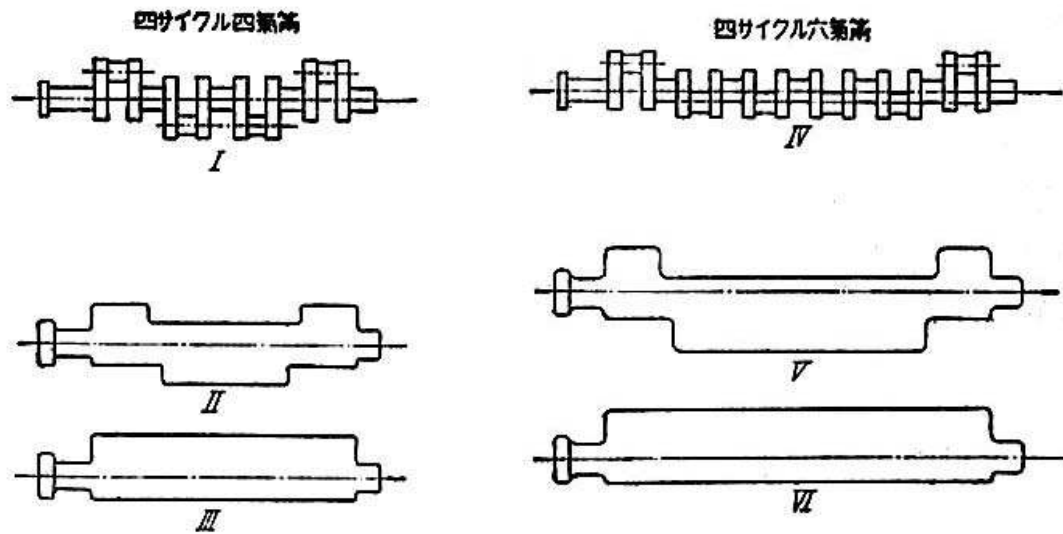
図 27　鋼塊からの自由鍛造による３気筒クランク軸粗材の平打ち鍛錬の要領

濱住前掲『鍛造法』72 頁、第 107 図。図と記号を入替えてある。

先ず、鋼塊からの自由鍛造による３気筒クランク軸粗材の平打ち鍛錬の要領(図 26)。鍛錬比(断面積の縮小率の逆数)３を確保するため成品断面積から逆算して断面積 57dcm^2(760×760mm)、長さ 1400mm の鋼塊を用意し、不純物が多く含まれるその頂部 40%を切捨てる(A ハッチング部)。これを A 右部のように対角線長さ 650mm の８角形に鍛錬し、更に矩形断面 600×300mm の棒材 B に鍛錬し､最後にジャーナル部を１つずつ絞り延べて C の如くする。つまり、鋼塊の断面積を不均等に縮小させつつ伸ばして行く訳である。ジャーナル部の成形にはある時点以降は“タップ”が用いられたのであろう。これは、自由鍛造に拠るクランク軸粗形材製造法として最も古典的かつ非能率的工法である。

但し、この粗形材のままではクランク軸として用を為さない。これが蒸気機関や２サイクル３気筒のクランク軸粗形材だとすれば、各スローは 120°位相に振られねばならない。これが所謂“ツイスト”(twisting)である。

今一歩、立ち入ってこの点を理解するためには４サイクル４/６気筒内燃機関用クランク軸粗形材の成形法について検証してみるのが便利である。それらのクランク･スローはバランシングと等間隔爆発の確保のため、180°(*Ⅰ*)ないし 120°(*Ⅳ*)の位相を与えられねばならないからである(図 28)。

図 28　自由鍛造による直列４／６気筒クランク軸粗形材の成形法

―― ツイストを最小化する場合(*Ⅱ*，*Ⅴ*)と普通にツイストする場合(*Ⅲ*，*Ⅵ*) ――

永井博「発動機工作法―陸･船･車輌用発動機―」(共立社『内燃機関工学講座』第７巻、1936年、所収)、203頁 第９図。

４気筒用において、*II* はツイスト＝ゼロ、*III* は中央２気筒分についてツイスト180° である。６気筒用において *V* は中央部４気筒で左右に60° 、*VI* では同じく左右に120° 捩られることになる。

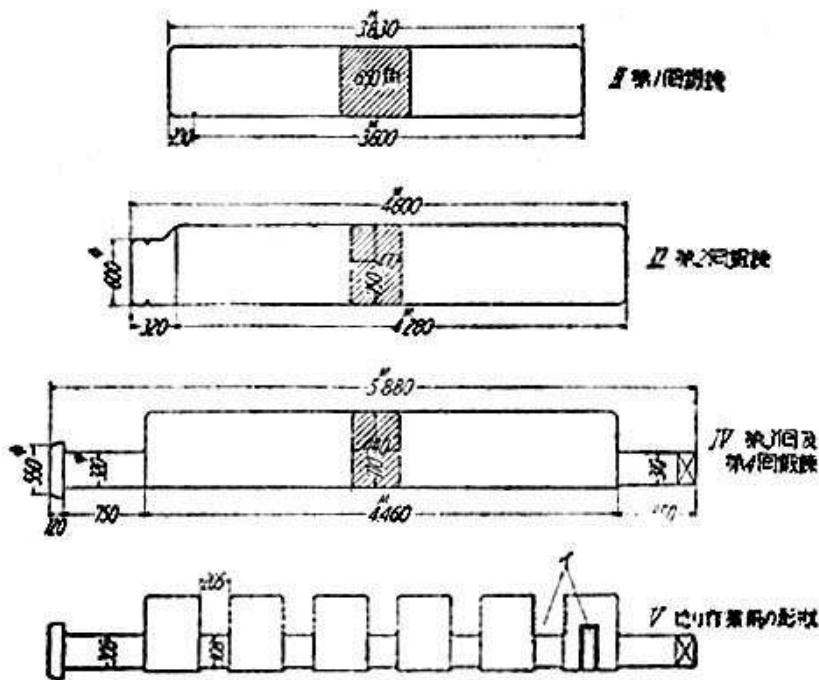
果たして180° も捻って大丈夫なのか、と訝りたくもなるが、このツイストの適否について永井は：

> **c．ⅳ．捻りのクランク軸に及ぼす影響**　これは先づ無いと云つていゝ。理論的に考へて充分な焼鈍を行へば組織の変化は消滅する筈である。然しこれを少しでも除けたいならば *II* 又は *V* の様に鍛造をするが、時間と労力との多くを費し、又これ程金をかけた利益は無い。若し絶対に捻らない方法に依る鍛造物を希望するならば出来るには出来るがこれこそ非常なる努力を要し、機械加工費が嵩む。即ち、現在のプラクチス(Practice)では悉くが捻り作業に依ってゐるのである(「発動機工作法」202~203頁：多少読み易くしてある)。

などと、やや開き直り気味の説を開陳している。

ツイストを前提としたクランク軸粗形材の成形から“枡抜き”までを示したのが図29である。

図29　自由鍛造による直列６気筒クランク軸の製造手順

―― 普通にツイストする場合：粗形材の成型から“枡抜き”まで ――

永井同上書、205 頁 11 図。

「イ」の部分はボール盤で並列に、ミシン目を入れるように穿孔の後、除去する(後掲図36 A)。この際、ガス切断は材料の局所的変質を招くので絶対に避ける。

“枡抜き”ないし“ピン抜き”を行うか、鍛造によってこの凹部を成形するかの選択を巡っても永井は：

> **b．ⅳ．腕部の余肉取り**　鍛造で腕間を押し出して凹みを附する事は、材料費を極端に喧しく云ふか(材料を他所より購入して鍛造のみを行ふ工場では凹みを造る方が得策の場合がある)、鍛造の繊維を懸念する重要物の外、行はない。一般には捻りの前にボール盤で並列に穿孔してこの部の余肉を取り去る。この仕事は【上の図のように】都合では捻り後、焼鈍してから行ふこともある(「発動機工作法」205~206 頁：同前、【】内引用者)。

などと居直っている。

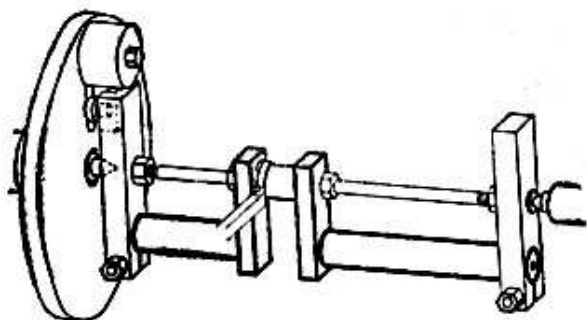
> 一般のクランク軸工作としては矢張りクランクを鍛造材より切り取り、捻りに依って製出するのである。但し実際に於てはこの繊維の為に生じた災害は未だ嘗つて聴かざる所である(「発動機工作法」202 頁)。

との念押し的言い回しからも、ディーゼル機関が無過給･低出力に甘んじていた当時としては、こんなモノでも持った、ということであろう。

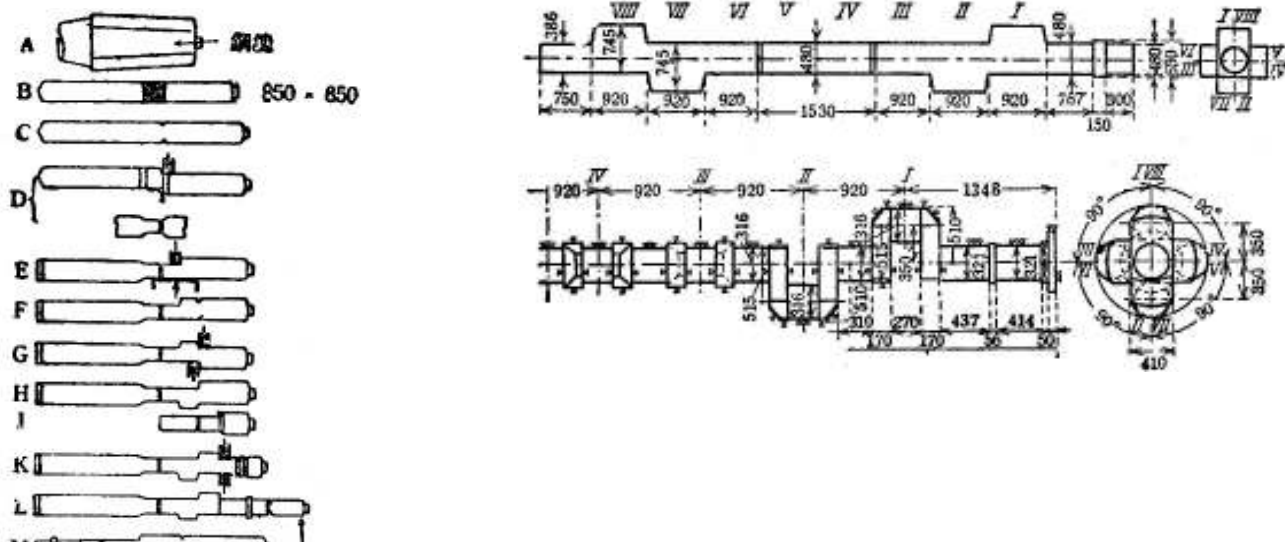
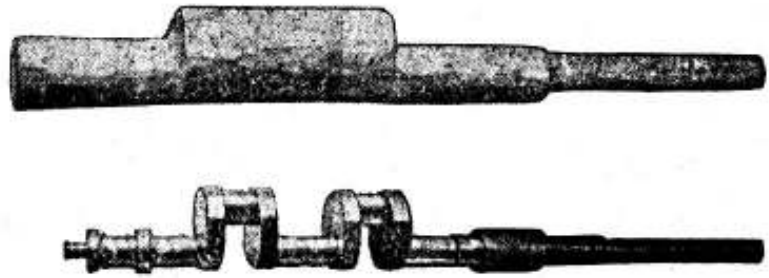
それはともかく、C53 最初期の一体鍛造型クランク車軸がこの「切り取り」に拠って製造されたことはほぼ間違いないところである。

続いて旋盤によりジャーナル部を旋削し、ピン部はワークを“ダルマ”により偏心させた状態で旋盤に取付け、旋削する(図 30)。これは余程の量産機種でない限り、また、粗形材

の素性がどうあれ、今日でも基本的に踏襲されている加工法である。

図 30　クランクピンの旋削

永井同上書、207 頁、第 13 図。

これまでの例は 1 スローずつブロックから“枡抜き”する場合であるが、多気筒機関用クランク軸においては隣接する 2 つのスローのウェブとその間にあるジャーナルまで一塊に成形された粗形材から削り出す工作法も行われた。図 31 右の例えば I と II との間の部分がそれに当る。

図 31　自由鍛造によるクランク軸粗形材の製造手順と最終製品形状(直列 8 及び 2 気筒の例)

堀岡前掲『鍛錬鍛造』上巻、285 頁、第 276 図、伊東久米蔵『新編工業大意』杉本書店出版部、1934 年、62 頁より。

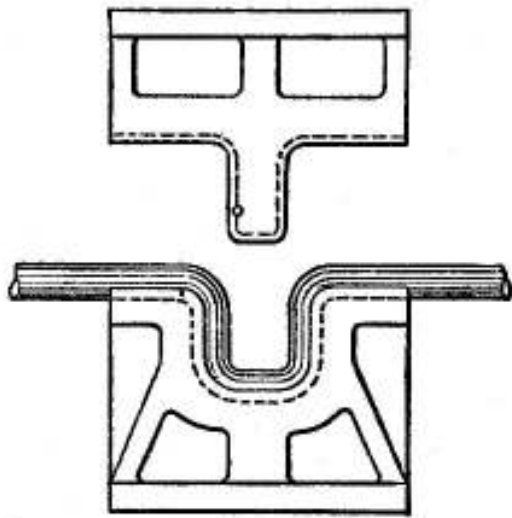
これまでに見た蒸気機関車用クランク車軸の内、初期の一体モノは全て芋鍛造粗形材からの削り出し品と考えて差し支えない。90°位相は鍛造後これを捻ったり、粗形材の段階からそのような形状に成形しておくことで附与されたのであろう。

何れにしても面倒な工程である。このような厄介事を解消してくれるたのが型鍛造である。

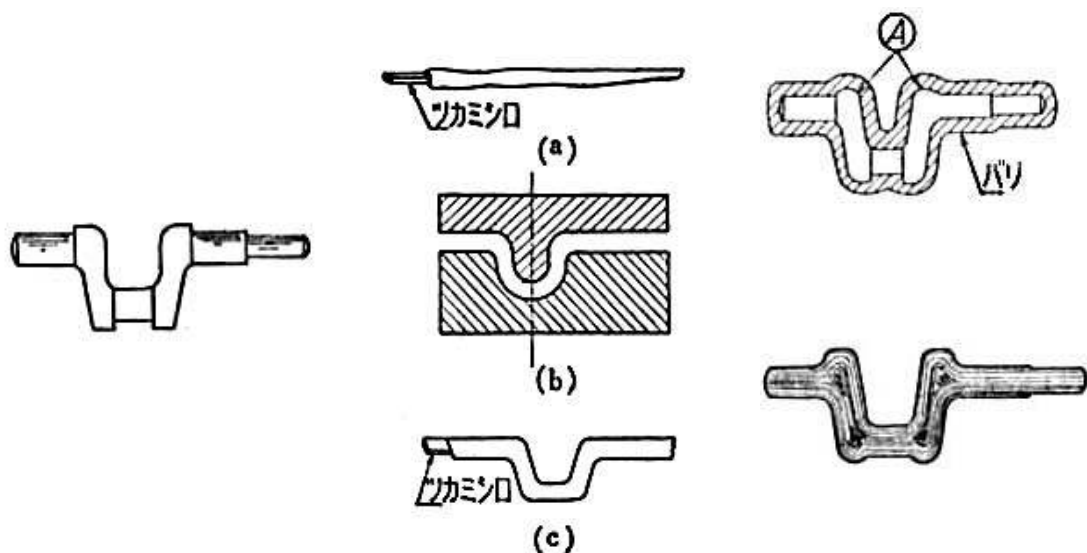
２．型鍛造あれこれ

型鍛造の何たるかについてはアメリカにおける組立式クランク車軸に関連して言及済みであるから、ここでは最も簡単な１スロー･クランク軸の丸棒からの曲げによる成形型から紹介を試みよう(図 32)。前掲図 2 程度のモノならこれで成形可能であるし、Webb がその３気筒機関車に採用したクランク車軸(図 3-3)などはこれより遙かに安易･横着な曲げクランクであった。

そもそも、Webb が３気筒複式などという型式にこだわったのは内側２気筒や４気筒方式における２スロークランク車軸、なかんずく鍛接工法によって造られたそれの脆弱性に対する嫌悪感が有ってのことではなかったかとさえ想われるのである。

図 32　１スロー･クランク軸の曲げによる成形法

Machinery's Encyclopedia. 1929 ed. Vol.Ⅱ, p.477 Fig.27.
鍛圧機はドロップハンマである。

続いて、同じく１スロー･クランク軸の曲げ→型打ち鍛造による成形法の紹介を試みよう(図 33)。

図 33　１スロー･クランク軸の曲げ→型打ち鍛造による成形法

成品形状　　(a)鍛伸、(b)曲げ型、(c)荒取り　　型鍛造品(成品とバリ)、鍛流線
黒滝忠茂『よくわかる鍛造･熱処理作業法』理工学社、実用機械工学文庫 25、1964 年、8-17 頁、より。

先ず、この工程においては 1200℃に加熱された丸棒を自由鍛造により鍛伸し(a)、再加熱後、曲げ型(b)を用いて大まかな形状(c)に荒地成形(preforming)し、三度目の加熱後、最後の型打ち(die forging)を行い、Ⓐのように成形後、バリ取り(trimming)する。鍛流線が形成され

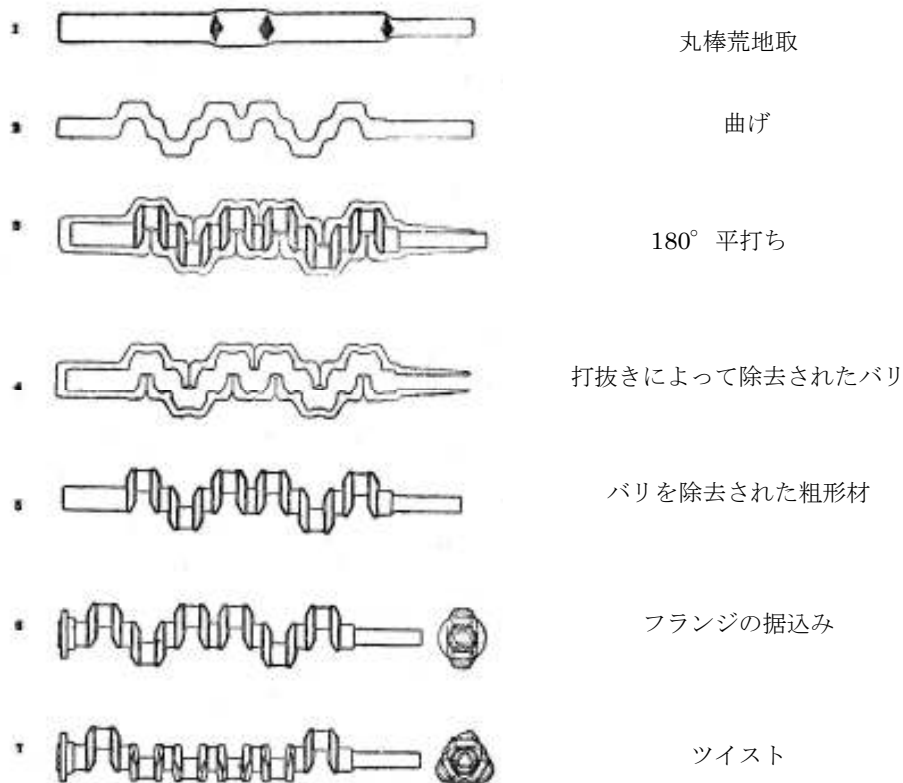
るのは鍛伸と曲げの工程においてである。

もっとも、自由鍛造云々は時代の制約で、使用される設備は様々で有り得、発達した生産ラインならリデュース･ロールで荒地成形された素材は鍛圧プレスに並んで取付けられた荒取り(曲げ)用の型と仕上げ用の型で連続して鍛圧成形され、バリ取りプレス、曲がり直し(整形)プレスへと送られ、成品粗形材となるところである。そこへ行き着く前にはハンマによるドロップ･フォージが工程の主役であった件についても既に述べておいた通りである。

ドイツ流の３気筒機関車用１スロー“横着設計”クランク車軸などは自由鍛造又は荒打ち用の型によって荒地成形された棒材を曲げ型を用いて曲げクランクに類する粗形へと荒地取りし、これを仕上型で打ってからバリ取りしたモノであったと思われる。

では、クランク･スローが位相を異にする多気筒機関用クランク軸粗形材を打つ場合はどうするかと言えば、勿論、１スローずつ割出しながら打っては送って行くことも可能ではある。しかし、図 32、図 33 のような設備に依拠する限り、それは各スローの間隔が余程、間延びしている場合のみ可能な工法である。

そうでない、通常のケースにおいては同一平面内に各スローを一気に打ち出し、成形後、ツイストするか、初めから所定の位相を与えつつ鍛造するかの何れかになる。先ず、前者から見て行こう(図 34)。

図 34　型鍛造(180°平打ち法)による４サイクル直列６気筒クランク軸粗形材の成形手順

堀岡前掲『鍛錬鍛造』下巻、177 頁、第 179 図。４サイクル４気筒用クランク軸に関する似たような図解は Hugo Kaessberg, *Gesenkschmiede*. Berlin, 1938･鈴木正男訳『型打鍛造法』化学主義工業社、1940 年、72~74、103~104 頁においても掲載されている。

直列６気筒用クランク軸は軸方向から見ればピンが 120° ３分割となっているため、これを図 34 のように同一平面内に千鳥に打出してから事後的にツイストする“180° 平打方式”ばかりではなく、荒取した素材から一発で打出す、換言すればツイストを行わない“120° 振り打方式”も可能である。しかも後者は鍛流線の保存という点でヨリ理想に近い。現に、この“120° 振り打方式”は単に可能とか良いとかいう理屈上の問題としてだけではなく、40ton･m カウンターブロー･ハンマ等を用いた車両用･舶用 200~300PS 級高速ディーゼル機関クランク軸の製造に関してドイツ他に実施例が知られていた。

しかし、堀岡米吉は、「多量生産としては型の寿命を長くして作業を容易になす」「後振り」方式に歩がある、と述べている[267]。

その言葉通り、やがては“180° 平打方式”オンリーの時代が訪れ、今では“120° 振り打方式”などというモノを知る鍛造技術者がほとんど皆無と断言して良いような状況になってしまった。

なお、戦前戦時期のわが国においてはドロップフォージは上出来といえる技術で、プレスフォージなどは“夢のまた夢”であった。日産自動車にとっては“ダットサン”(直列４気筒、722cc)の３スロー･２軸受式などという簡易なクランク軸が ERIE 社製 5000lbs.(2265kg) エア･ハンマ等によるドロップフォージで製造されていたことが自慢であった。トヨタが鋳造クランクへの逃げに走っていたことを想えば、それも理解の範囲内、と言える挙動である[268]。

これに対して、欧米においては 1930 年代から戦時下にかけて、クランク軸粗形材製造工程におけるハンマから鍛圧プレスへの部分的以降(即ち、プレスフォージ化)が観察されている。とは言え、高速機械式鍛圧プレス導入の主流は小物部品からせいぜい小形機関用クランク軸粗形材鍛造やバリ取りまでであり、大形高速ディーゼル機関用クランク軸粗形材の鍛造の如きは超弩級の基礎工事を必要としない各種のカウンターブロー･ハンマが専ら使用されていた[269]。

---

267 堀岡米吉『鍛錬鍛造』河出書房、1944 年、上巻、245、247、249、250 頁、下巻、175、176 頁、参照。

268 “ダットサン”に関しては日産自動車『国産の誇り *ダットサン* の出来るまで』無刊記(1936 年頃)、国際自動車協会出版部『最新 小型自動車講義録 第四巻』(ダットサン自動車講義)、無刊記(1937 年頃)、26~27 頁、杉谷宗一『発動機用潤滑油の実用的研究』山海堂、1944 年、３頁、参照。

トヨタについては差し当たり、拙稿「戦前戦時のトヨタ貨物自動車用ガソリンエンジンについて⑴,⑵」『LEMA』No.468、470、2002, '03 年、参照(この稿は国産三社の大形車用ガソリン機関の技術形成全般を扱ったものに近く改稿の予定)。

269 同上書、上巻、250 頁、第 223 図、265~272 頁、第 256 図、下巻、174~202 頁、参照。

この種の遣い分けは境界線がアップシフトしたとはいえ、ほぼ通時的に観察される現象である。因みに、世界最大の 16000t 高速鍛造プレス１基を擁する本邦高速内燃機関クランク軸用一体鍛造粗形材のトップメーカー、住友金属工業(製鋼所：大阪市此花区)においては 1991 年当時、16000t プレスには荒地成形用と仕上げ用の型を併設して 240kg 級までの粗形材を高速鍛造させ、重車両機関用クランク軸粗形材の鍛造には 11000ｔ１基、及び 6000ｔプレス２基を、更に大きな機関車用･舶用ディーゼル機関向け等、素材重量 350kg を超えるクランク軸粗形材の成形には 35tom-m カウンターブロー･ハンマ２基を充当していた[270]。

何れにせよ、型鍛造はその前提をなす高価な型材やこれまた高価な型彫盤、本工程前段の荒地取り用設備から後段のツイスタやバリ取りプレス、整形(coining)プレス、熱処理炉を含め、主役をなす加熱炉と鍛圧機器以外に多大の附帯設備を要する工程であり、製造ロットが余程大きくなければペイしない訳である。

さて、以上のクランク軸型鍛造に係わる予備的考察を前提に、その余りにも奇妙な形態故に２スロー･クランク軸の単なる一種であることを超え、本稿における中心的テーマの一つとならざるを得ぬところの対象物＝平均式４気筒機関車用２スロー･“傾斜腕”式クランク車軸粗形材を一体鍛造モノとして成形する際の工程について推論してみよう。

すると、どう頭を捻ってもこの奇妙な完成品形状に対して“振り打ち”を以って臨むことは出来そうな相談ではなく、①：最終的にホイール･シート部とジャーナル部とに成るべき“I”状突起が書き始めと書き終わり部に設けられた“角付き”Ｚ型を荒取りし、②：カウンターブロー･ハンマなり鍛圧プレスなりを用いた型鍛造に拠り、何とかしてホイール･シート部、ジャーナル部、Ｚ両角のクランクピン部を一平面内に成形し、③：Ｚのタスキ＝傾斜腕部を押さえ込んでからその両端に位置するクランクピン部をバーナーで焼き、④：この状態で加熱を終えるや２つの“I”状突起部を掴み、それらの軸部が同一の芯を共有するに到るまで“角付き”Ｚの“└”部と“┐”部とを引起す、つまり、ジャーナル部ならぬクランクピン部をツイストする、といった工程位しかイメージのし様がない。

これは事後の整形による歪み取りを含め、実に面倒な工程である。①~②の工程で理想的な鍛流線の繋がりを得ることなど蓋し至難の技であったろうし、④のツイストや、鍛造終了後における旋削、研削のためのクランクピン部の芯出しも、専用機械や治具が用いられたにせよ、充分に厄介そうである。自由鍛造→削り出し品にしても然りであったが、この面倒さを想えば、Woods や Barnes、Garbe などが４気筒機関車用クランク車軸一般を忌み嫌った道理も理解出来よう。

なお、クランク車軸については不明ながら、戦時中のドイツではまだまだドロップ･フォ

先にも図を引用させて貰ったこの書は戦前戦時期における鍛造技術の状況を具体的に教えてくれる唯一の第一級資料である。著者は呉海軍工廠教習所に学び、三菱重工業川崎機器製作所で鍛造工場長を務めていた人物。

[270] 住友金属工業㈱『製鋼所』1981 年、同『型鍛造品』1991 年、参照。現在、同社の HP ではクランク軸粗形材鍛造用プレスとして 16000t、10000t 高速鍛造プレス、6500t、5000t 高速自動鍛造プレス、35ton-m カウンターブロー･ハンマの名が挙げられている。

ージ頼みの分野が多かったらしい。因みに、ドイツ国鉄は 42 型及び 52 型２気筒 1E 戦時型貨物機の主連棒、連接棒の製造工期短縮のため従来の一体成形(自由鍛造→削り出し)を取り止め、中間平行部と両端部を別々にドロップ･フォージし、３つのピースを電気突合せ溶接で接ぐ工法を編み出した。この転換によって生産性は大いに向上し、結果的に両型式は戦争末期から戦後にかけて、それぞれ総計 838 両、6248 両も造られることが出来た[271]。

３．RR 鍛造の登場

さて、再び内燃機関に範を求めれば、重量数トンを超えるような中形内燃機関用クランク軸ともなれば、その太さからしても長さからしても型鍛造は一層困難となる。さりとて、これを自由鍛造→削り出しで造っていたのでは如何にも工程煩雑、モノ入りである。

また、最大成品重量 400t といった大形機関用クランク軸や一部の小形高速機関なみの組立式で中形低速機関や中速機関用クランク軸を軽くかつ強く造ろうとすれば材料や加工に特別な配慮が必要となる。即ち、これまたコストが嵩む。

以上の積年の憤懣を解消すべく開発されたのがの RR 鍛造法である。鍛圧プレスに特殊な装置を取付け、丸棒から中形機関用クランク軸を作り出す RR 鍛造法は第２次世界大戦期、ドイツ占領下のフランス、Compagnie des forge et acièrées de la marine de St. Etinne(通称 AM 社)で開発され、少数の製品も造られた。発明者は G.,Ruget なるポーランド人で、彼と Creusot-Loire 社々長 M.,Roederer の頭文字から RR 鍛造の名が付けられたとする文献

---

[271] なお、Chapelon はこのドイツ国鉄 42 型及び 52 型の主連棒、連接棒における工期短縮工法について、それが I 断面中間部とリブ付き楕円状両端部とから成る最も合理的な最終形状に近付くための便法であったと位置付け、それによって「満足な結果が得られたように思われる」と述べている(*La Locomotive A Vapeur*. English ed. p.92, Fig.30＝主連棒, p.95)。

他方、篠原正瑛はこの２型式は速成工法で製造されたロッド類の過重量により釣合不良を生じ、走行中の振動が甚だしかったと述べている(『全盛時代のドイツ蒸気機関車』、誠文堂新光社、1971 年、287~289、314~317 頁、参照)。

筆者は何れの言が正しいのかを最終的に判定出来る材料を持たぬが、D51 のそれより 76mm 長い 3176mm の中心間距離を持つ 42 型の主連棒における“I”断面の寸度はピストンに作用する蒸気力が強い分、D51 の(130 →140)×80mm より大きく、172×108mm もあった。しかし、中央部の厚さは D51 の 20mm に対して僅か 12mm に過ぎず、周縁部も抜き勾配のため、内燃機関のコネクチングロッドの断面のようにシェイプアップされていた。楕円状太端部･細端部にしても、リブ付きに彫り込まれてこそいなかったにせよ、決して厚ぼったい設計などではなかった。

型鍛造であれば各ピースは図面通りに造られるしかなかったワケである。長さも当然、決められていた。かような単純形状の主連棒の如きを１ピース芋鍛造削り出し品から３ピース電気溶接品に改めたことによって過重量を生ずるとは考え難い。

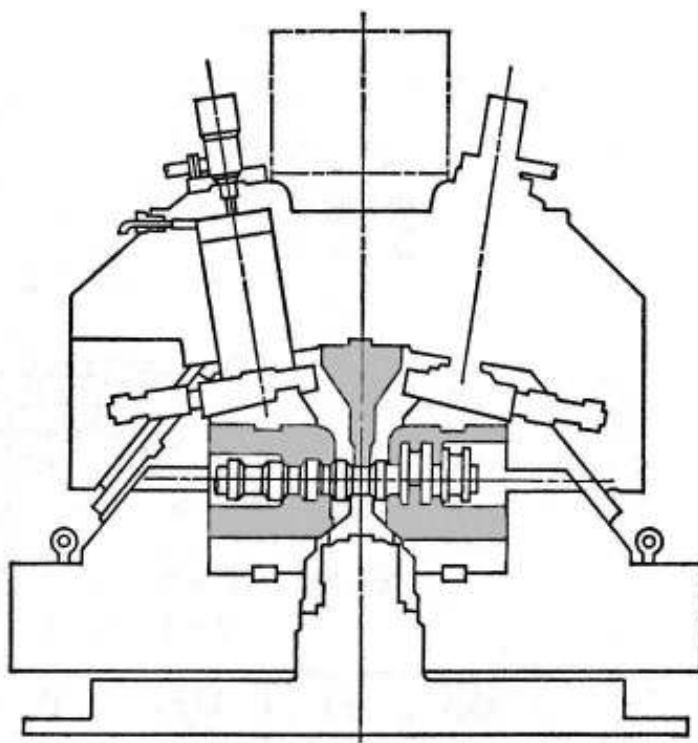
序でに述べれば、ロッド中間平行部について篠原の「I 形の圧延鋼」なる言は誤りで、Chapelon 英語版には明確に“drop stamped rods”、“produced by *drop stamping*”と表記されている。

恐らく、状況からすれば、篠原の所謂「顫動」はロッドの過重量に起因する現象ではなく、630φ、600φと大径の気筒を持つ、即ち往復運動質量の大きい外側２気筒機関車に固有の振動の各部工作程度劣化による顕現と看做されるべきであろう。

もあるが、両社名の異同については不詳である。

ともかく、クランク車軸付き４気筒複式機関車の牙城フランスでかような技術が誕生したのも何かの因縁かとさえ思いたくなるのだが、登録商標の由来となった２人はこのアイデアをドイツ人に気付かれぬよう秘匿、その降伏･撤退後に装置を再組立し、6000t プレスと 1500t プレスに取付け、試作を行った上、1944 年 12 月にフランス政府に特許を申請した。

RR 鍛造法(図 35)によって造られる製品の優秀性は程なく世に知れることとなり、イギリスとオランダの企業が逸早くライセンシーとして名乗りを挙げた。1952 年３月にはわが国においても中大形機関用クランク軸製造に長い経験を有する神戸製鋼所が AM 社より RR 鍛造法の技術導入を断行。同社では RR 鍛造装置を 5000t 水圧プレスに取付け、1955 年６月よりこの鍛造法による中形ディーゼル用クランク軸粗形材ならびに完成品の販売を開始した[272]。

図 35　RR 鍛造法の概要

五弓勇雄『金属塑性加工の進歩』コロナ社、1978 年、63 頁、図 2･13 を若干修正。

[272] 宮下幸好･早良俊昭「RR 鍛造法によるクランク軸の製作と機械加工」(『マシナリー』1956 年４月号)、磯貝 誠他『ディーゼル機関 II(熱機関体系７)』山海堂、1956 年、126~127 頁、日本舶用発動機会『日本漁船発動機史』1959 年、135 頁、裏表紙見返り広告、神戸製鋼所『神戸製鋼所 70 年』1974 年、87 頁、『神戸製鋼八十年』1986 年、60 頁、参照。

このRR鍛造法とはフランジ、ジャーナル、ウェブ、ピン……、と節付け荒地成形された棒材を部分加熱し、当該部を左右の“クランクウェブ据込ダイ”で鷲掴みにして中央に向けて据込みつつY型の“ずらしパンチ”を上方より押込み、1スローずつクランクを形成して行く鍛圧加工法である。

素材は各スロー毎に割出しつつ挿入されるため、通常の型鍛造による粗形材などとは異なり、ジャーナル部でツイストされることは一切無く、鍛流線の繋がりは理想的に保持される。

図36　直列6気筒クランク軸粗形材……自由鍛造粗形材とRR鍛造粗形材との比較

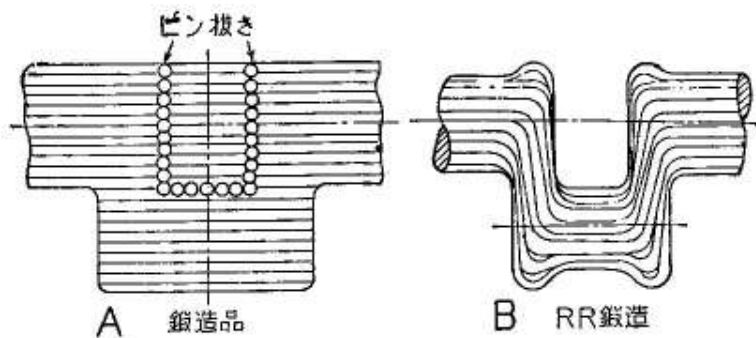
日本舶用発動機会『日本漁船発動機史』1959年、135頁、第2.97図より。

ここに掲げられたのは直列6気筒クランク軸における自由鍛造粗形材とRR鍛造粗形材との比較(図36)並びにRR鍛造による直列6気筒クランク軸粗形材の予備加工された棒材と成品の対照(図37)である。自由鍛造品とは言え、良く出来た粗形材であるが、そうであるとしても、こんなモノから“枡抜き”し、削り込んで行くのではやはり大変な手間である。

RR鍛造前の荒地成形は量産品ならリデュース･ロールで転がせば速いが、非量産品の場合には適当に振れ止めを手配した上で長尺旋盤によって旋削されることになる。

図37　RR鍛造粗形材：直列6気筒クランク軸の予備加工された棒材と成品

同上書、135頁、第 2.98図。

図38　自由鍛造粗形材とRR鍛造粗形材との内部組織の相異

仲谷新治『ディーゼル機関講義(中巻)』漁船機関士協会、1963年、499頁、10･2図。

Bは単なる概念図、絵空事ではない。これに関する実物切断写真としては日本機械学会『新版 機械工学便覧 B2 加工学 加工機器』1984年、B2-100頁、図218を見よ。

この工法に拠って成形されたクランク軸粗形材(図38 B)は“Continuous Grain Flow Crankshaft”の名の通り、従来の自由鍛造品(図38 A)と比べ、①：事後加工において鍛流線が切断、捻転されることがないため、強度が高く、疲労強度は30~40%増しとなる他、②：材料は鋼塊から丸棒へと大きな鍛錬比を以って鍛錬されるため、製品となった時、大きな応力を受ける表層付近の不純物は押出され、その組織は健全である上、従来のように不純物の存在箇所を機械加工によって中心部付近から表層部近へと移動させてしまう恐れもない。また、③：粗形材は余肉が少ないため、製造工程の起点に素材として不純物管理の容易な小形鋼塊を充当することが出来、更に、④：加熱･鍛錬時間が短縮され、エネルギー消費が少なく、⑤：機械加工時間も短縮される。

成形される粗形材のサイズは当初、ストローク200~600mm、ピン110~275φ×96~192mm、ジャーナル130~280φ×88~196mm、ウェブ厚43~141mmであったが、その後、ストローク1000mmを超えるものまで製造可能な装置への増強がなされている。

中型4サイクル舶用ディーゼル機関の高過給化･高出力化を可能にした一つの要素はこのRR鍛造法によって製造された高疲労強度のスリムな一体型クランク軸粗形材であった。このRR鍛造法を以ってすれば、蒸気機関車用クランク車軸のサイズは容易にカバーされ、4気筒用2スローでも3気筒用1スローでも、高剛性･高疲労強度のモノが確実に得られる。問題は生産量であるが、これも中形ディーゼル用クランク軸と同じ寸度を選べば、装置の共用も可能となり、極度の低コスト化が可能になる。余り寸度の離れたモノから削り込むことだけは肝心の鍛流線の繋がりの喪失を結果するので回避されねばならない。

かような技術さえ存在していたなら、Woodsのクランク車軸嫌いもGarbeの4気筒嫌いも気持ち程度には緩和されていたであろう。少なくともHenschelのポルトガルBeria-Alta鉄道向け2D機関車のクランク車軸などはずっと容易に製造されていたことであろう。

4．最終発達局面を示した平均式4気筒蒸気機関車用組立式クランク車軸の態様

以上要するに、RR 鍛造は中形内燃機関用クランク軸粗形材の調達技術としては極めて優れた技術である。その後、RR 鍛造法と型鍛造との合いの子のような TR 鍛造法が開発され、欧州や中国に実施例を見るようになったが、本邦においては今日に到るも神鋼の手で改良された RR 鍛造法によって中形ディーゼル用クランク軸粗形材が製造され続けている。

とは言え、回転数を抑えた遣われ方をする３気筒機関車用のクランク車軸についてなら何もこの RR 鍛造法に依らずとも、遠く Webb 辺りに淵源を発し、プロイセン→ドイツ国鉄によって錬成された“横着工法”程度で間に合うし、充分に合理的でもある。

高回転化が追及される場合には軸の剛性と疲労強度に頼るのではなく部分釣合が確実に詰めておかれるべきであるが、この場合、RR 鍛造等で造られた一体粗形材への後加工による釣合錘取付はこれらの工法が持つメリットを幾分減殺する結果を招来せざるを得ない。

一方、平均式４気筒蒸気機関車においてはクランク車軸への中間軸受の装備などという仮定は非現実的である。よって、２スロー・クランク車軸に RR 鍛造粗形材が適用されたとしても、内側ウェブと中央ジャーナル部は半分遊んでいるようなモノとなる。それは４枚ウェブの組立式よりも一体及び組立型の傾斜腕式よりも高い剛性と疲労強度とを発揮するであろうが、総重量並びに不釣合重量面ではとりわけ傾斜腕式に対して不利を託(かこ)つ。

しかも、Chapelon の言にもあったように、中形中低速ディーゼルなどの数倍という高回転域での使用が前提とされる高速４気筒蒸気機関車のクランク車軸ともなれば内部モーメント対策は必至である。部分釣合が図られねばならず、ウェブに対する釣合錘の後付けは不可欠となる。そのベースという限りにおいて RR 鍛造粗形材はメリットを発揮出来るが、ここでも３気筒用の場合以上に RR 鍛造が持つ折角の高い生産性は減殺されてしまう。

そこで、３気筒機関車用クランク車軸における場合と全く同様、クローズアップされて良いのが一見、面倒に見える組立式の高い潜在的可能性である。つまり、部分釣合を取るという点において一見煩瑣に映る組立式は却って有利な製造方案なのである。

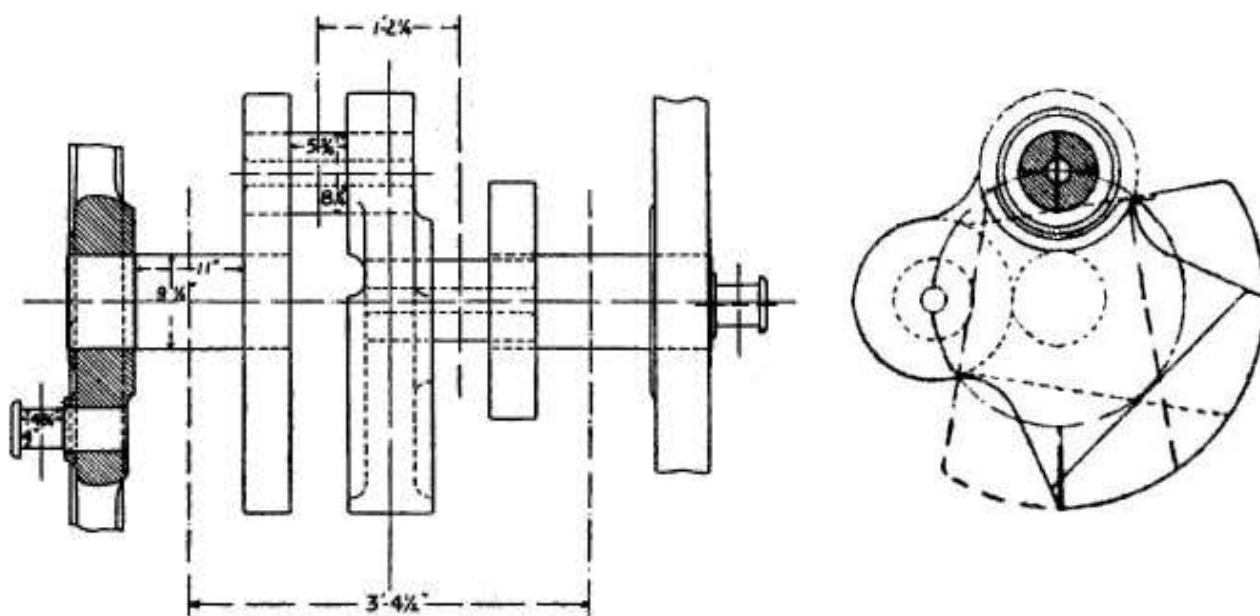
とりわけ、ここでは平均式４気筒機関車用クランク車軸技術史の掉尾を飾る個体として４枚ウェブ型とも傾斜腕型とも異なるレイアウトのそれに注目してみたい。

それは平均式４気筒機関車用組立式クランク車軸の究極としての Nigel Gresley の設計になる L.N.E 鉄道 No.10000 の設計例である。この 2C2(2C1+1)の軸配置を有する水管ボイラ付き試作４気筒複式機関車はイギリスで最後の本線用大形複式機関車として 1929 年に竣工したものの、燃費を含め性能全般について期待を大いに裏切り、メインテナンス・コストが嵩んだことも癪のタネで、1937 年には単式３気筒にリビルドされてしまっている。甚だ意欲的な試みではあったが、全くの失敗作、それがこの No.10000 である[273]。

しかし、そのオリジナルのクランク車軸(図 39)は注目に値する秀逸な一品であった。

図 39　Gresley No.10000 のクランク車軸

---

[273] No.10000 について、管見の限りでは O.,S., Nock, *Great Locomotives of the LNER*. London, 1988. pp.159~169 が最も詳しい。

A,.M., Bell, *Locomotives*. Vol.I, p.80, Fig.19, p.116, Fig.16.

これは内側ウェブ２枚が省略され、クランクピンに生ずる遠心力の合力の方角を睨む釣合錘が中央に位置し、そこに中央２気筒のクランクピンが嵌入されるというユニークな、Chapelon 辺りによっても言及されていない、３ウェブ･７要素型組立式クランク車軸である。

このようにすれは、４ウェブ･９要素型よりも両側ウェブの厚さが稼げるし、中央部の剛性も強化される。内側２気筒のシリンダ･ピッチは制限を余儀無くさているように見えるが、試作機関車、No.10000 は 450psi(31.6kg/cm^{2})という高圧のヤロー･ボイラを有する平均式４気筒複式機関車であったから、前方内側、第１先輪間に位置した高圧気筒の直径は小さく、シリンダ･ピッチも図示の通り 1ft.2$^{1}/_{4}$in.(362mm)しか無かったからこれで充分であった[274]。

もし、ヨリ低圧の蒸気を用いる単式の平均式４気筒機関車にこのレイアウトのクランク車軸を用いるなら、例えば Duches 級のように 16$^{1}/_{4}$in.(412.75mm)の気筒径に対して 1ft. 10in.(558.8mm)程度のシリンダ･ピッチが必要となる。かような場合なら、車軸軸受としてころがり軸受を採用するだけで 11in.(279.4mm)も確保されているジャーナル幅を大幅に､左右両側合計で 4in.ほど詰めることが出来るし、ウェブ厚削減のマージンも若干は有った筈である。奥の手としてなら両高圧気筒の前後オフセットというワザも使えなくはない[275]。

言うまでも無く、このクランク車軸の本質的特徴は中央に位置し、クランクウェブの機能を併せ持つユニークな形状の釣合錘にある。仮に、隣接する２つのクランク･ウェブの役

[274] Nock, *ibid.*, p.165 に拠れば、当初、高圧気筒の直径は 12in.(304.8mm)であったが、20in.径の低圧気筒との間の発生出力均等化を図るため、10in.径(254mm)に改造された。
[275] これと似た実際の設計例については齋藤前掲『蒸気機関車 200 年史』206~207 頁､参照。

割を代行するこの部品が円盤状をなしていたとすれば、このレイアウトは後年の大形高速ディーゼル機関設計において広く採用されることになる手法の先取りとなっていたであろう。

もっとも、この種の大形高速ディーゼル機関用クランク軸において、クランク･ディスクはその外周面が主軸受をなす大径の円筒コロ軸受の内輪コロ転走面となっており、外輪を担持するトンネル型クランク･ケースと相俟ってV型機関における全長短縮と摩擦損失軽減、機関本体剛性向上に寄与する要素として機能している。従って、中間軸受とは無縁の蒸気機関車用クランク車軸とは所詮、その発想からして似て非なる存在であるとは言えよう[276]。

内燃機関の世界に非なるが相似たアイデアの具象化物を求めれば、川崎航空機工業によって 1966 年に投入された２輪車、４サイクル並列２気筒 624cc、“W1”のクランク軸は正しくこれに該当するモノであった。“W1”の機関は４サイクル並列２気筒で、そのクランクピン位相は 360° ＝同位相であった。クランク軸全体の構成はジャーナルと釣合錘付きウェブ及びピンを一体鍛造した左右ピース、即ち“━┏ ”と“ ┓━”のピン端を中央釣合錘“ █ ”に穿たれた共通の孔に圧入する３要素組立式であった。

クランクピンが同位相であるという点を除けば、これは No.10000 のクランク車軸に近い内容を有する設計である。そして、従来の一体鍛造品にカウンタウェイト付きフライホイール･リングを嵌め込む方式に代るこの組立式クランク軸の採用によってコネクチングロッド大端軸受の針状コロ軸受化が可能となり、日本製モーターサイクル機関高速化への一階梯が画されたのである[277]。

この２例を蒸気機関車の世界に引き寄せて観るに、流石に前者から派生する“釣合錘付きクランク･ディスク＋中間軸受”といった組合せは非現実的であるにせよ、その後発達した軸受やグリース、オイルシール関連の技術を以ってすれば、後者に倣った“高剛性の組立式クランク車軸＋ころがり軸受化されたクランクピン軸受”といった程度の技術で No.10000 方式のクランク車軸を超復活させる位のコトなら充分に達成可能な課題であろう。無論、この場合、主連棒太端は分割型で差支えない。

結びにかえて

[276] 著名な例は Maybach や Daimler Benz(共に独)、Saurer(瑞)である。前２者については cf. Stafen Zima, *Entwicklung Schnellaufendeer Hochleistungsmotoren in Friedrichshafen*. Düsseldorf, 1987, SS.635~639, 665~667, Wilhelm Treue/Stafen Zima, *Hochleistungsmotoren Karl Maybach und sein Werk*. Düsseldorf, 1992, S.74 Tafel 9, SS.326~327, S.367, Bild 3. 後者については大井上 博『高速ヂーゼル機関』山海堂、1940 年、365~366 頁、参照。

なお、Maybach と Benz のクランク軸は工芸的な一体品で、Saurer のそれは円盤部とクランクピンとが一体成形された“Π”状ピースをボルトで接いで行く組立式。この点からすれば、Tatra(チェコ)は Saurer の亜流ということになる。Tatra とその血を引く中国のトラック用機関については拙著『開放中国のクルマたち』日本経済評論社、1996 年、159~172、197~201 頁、参照。

[277] 蔦森 樹『W1 FILE　W1 の技術文化史』山海堂、1986 年、31、138~141 頁、参照。

ジャン･コクトーは“芸術、それは肉づけする科学である”などと宣(のたま)ったそうだが(マルグリット･ロン/室淳介訳『ドビュシーとピアノ曲』音楽之友社、新版、2005 年、109 頁)、同じ命題は技術においてこそ真理であろう。

材料力学に回転曲げ試験なる手管がある。これは曲げによる材料の疲労特性を確かめる試験の一つで、普通の曲げ伸ばしを多数累積させるのが面倒なので試験片を片持ちに回転支持し、自由端に錘を付けることで試験片が曲りながら回転するよう仕向け、累積回転数で累積曲げ度数をカウントする便法である。

鉄道車両の車軸は実使用過程において終始、この回転曲げ試験にかけられているような部品であるから、その具体的設計は材料力学の教えに忠実でなければならない。問題は使用年月ではなく、その間の累積回転数である。本川達雄『ゾウの時間、ネズミの時間 ― サイズの物理学』(中公新書、1992 年) に紹介されている動物の寿命と累積心拍数との相関は機械部品における疲労寿命と通底している。

“103 系”通勤電車 1 号車(クハ 103-1)が阪和線をゴロゴロと走り続けている傍らで、同じ頃造られた新幹線“0 系”車両が引退を余儀無くさせられたのも、100 年以上も前に造られた蒸気機関車が稼動しているのを尻目に、新型電車が早々とスクラップ化されるのも、第一義的にはそれらの設計上の物理的寿命の然らしむるところとである。

それにしても、その中空車軸が一役買ってのコトか否かまでは与り知らぬが、近年においては“300 系”新幹線電車の早期引退例に象徴される如く、恰も“ゾウをネズミに”近付けようとする短命化戦略が目に余る。“光あるうちに光の中を歩”もうとするその姿勢が結局のところ、闇＝低エネルギー社会の到来を早めずに措かぬことを知らぬかのように……。

然しながら、現代エネルギー浪費社会の歴史的特異性に鑑みれば、低エネルギー社会、即ち、投入可能な一次エネルギーが質的に劣化し、かつ量的にも不足を来たすような時代の到来そのものは早晩、不可避と言って良い[278]。

その暁には“ネズミをゾウに”、“ゾウを恐竜に”近付けるような技術のみが人類生き残りの杖となる。速度向上と社会的陳腐化のための無責任な競争に代って雑食性と長寿命の追求こそが人類生き残りのための“肉づけ作業”に際してのキーワードとなる。

熱効率という単純明快な対抗軸に即して蒸気機関車を語る場合、フランスで、とりわけ Chapelon によって追求された複式機関車に注目したくなる。遺憾ながら、サイクル中における作業物質の最高温度 T_1 が根本的に抑えられており、かつ、膨張比も小さなレシプロ蒸気機関を 2 段膨張にする程度の小細工を以ってディーゼルに対抗する勝算など、4 気筒であれ 3 気筒であれ原理的に有った筈も無く、今後も左様な理屈など成り立ちはしない。

しかし、“合理的熱機関”の合理性を支える周辺技術の体系はそれ自身、極度の、しかも

278 近年、海外より発信されている石油資源の残存量予測情報については中田雅彦「警鐘：石油不足の時代が迫っている」『エンジンテクノロジーレビュー』Vol.2 No.3, 2010 年 8 月、参照。中田は「2030 年ごろには世界の石油生産は現在の半分程度に減少する可能性が高い」とまとめている。

歴史的には異例と形容されるべき発達を遂げた石油浪費文明の一隅においてのみ成立し得る存在である。浪費の報いとして現代文明の存立基盤自体が傾く時、原理的に約束された高い効率を骨肉化するための方途は果し無き道のりに、あるいは限り無き迷路に転化されずには済まない。しかし、そのような“負の迂回生産”は所詮、長続きし得ない。かくて、技術の生命誌の頁が繙かれ、輪廻転生の輪が再び回り始める。

唯一の例外たる終局的滅亡というその結末を除く限り、人類の将来が予め定められているかのように信ずべき理由は見当たらない。従って、この結末に到るまでの各瞬間における逐次的問題解決の渦中で何が選好されるかについても、当面、“具体的状況とこれに対する考え方、ならびに当事者の能力次第”といった程度の理解で良い。そしてこの場合、重要なのはそれらの在り様次第で過去からの、技術史の基底に沈積した如何なる声に耳が傾けられるべきか、という点についての状況判断も異なって来る、ということである。

往時、イギリスの一部の、しかし少なからざる鉄道においては２スロー･クランク車軸の折損を恐れる余り４軸受方式を採用してまで内側２気筒の機関車が投入され続けた。実のところ、単純な車軸と言えどもその安全性は回転曲げ試験で得られる類の知見にランダム荷重下での疲労進行に係わる様々な実績･経験知が肉づけされることによってしか担保され得ないものであったから、奇怪な形状を有するクランク車軸の扱いが厄介なのは当然で、折れたり曲がったりは致し方無い現象であった。

それにも拘わらず、イギリスやドイツ、そして特にフランスの多くの鉄道においては単式･複式を問わず、２スロー･クランク車軸を有する４気筒蒸気機関車が永らく開発され、活躍し続けた。

Gresley の単式３気筒機 A4 や Chapelon リビルドの複式３気筒機 No.242.A1 の威容を想うにつけ、４気筒／３ないし４ウェブ･クランク車軸なる発想が３気筒／１スロー･２ウェブ･クランク車軸という対案以上に合理的な選択であったのか否かについては根本的疑義を差し挟む余地無しとはしない。それでも、コトの当否とは別に、何が４気筒化の背景をなしたのかについては冷静に顧ておく必要はあろう。

２スロー･クランク車軸付き４気筒機関車は単式であれ複式であれ、高速走行時における振動抑制、従ってその際の走行安定性と乗り心地向上を本旨とする思想の究極的表現であった。

それは外側２気筒を基本としつつ機関車における高圧化と往復運動質量の相対的削減と軌道強化とを通じて大量･高速輸送を実現させたアメリカ蒸気鉄道の技術思想とは決定的に異なっていた。

それはまた、“定時運転こそが最大の使命”と嘯(うそぶ)きつつ低い営業運転速度に終始し、機関車設計においてはシンプルを是とし、低規格の軌道に対する衝撃緩和を優先する余りドンツキを出るに任せたドイツ以上に Garbe 的な、あまつさえ力行時においてすらブロアを作用させ、熱エネルギーの不可逆的散逸に輪をかけねばならぬような機関車を開発し、これを平然と「名機」なりとして憚らなかったわが官営鉄道の技術思想とも天地ほど隔たって

いた。

これら三者は鼎立する技術思想であったが、各々は論理必然的かつ超歴史的に排他的存在として在らねばならなかったワケではない。技術を巡る状況と基本的なスタンス次第でそれらは様々なニュアンスを以って並存せしめられ得た。時にはおかしな非技術的圧力が作用したが、こういった点は将来に亘ってもまた同様であろう。そして、このような思想やノイズを含め、近未来の現役世代は技術の具体的な歴史から学ぶことが出来るし、学ばねばならなくなる。

本来、このような課題に資すべき技術論を標榜するのであれば、対象を直接的生産過程に即して捉えると共に、2スロー･クランク車軸その他の使用実績に係わる亀裂や折損の発生状況･頻度等の一次データに基づいた議論をミカ≂のケースについて資料分析を試みたような格好で展開するのが筋である。

しかし、本「補遺」においてはかような実体的データの利用が不可能な状況の下、何が技術を変化･発展させたのかを基底に据え、その技術的合理性について結果から判断しようとする際、当面利用し易い技術情報を収集し整理するという純然たる予備作業の水準に終始せざるを得なかった。この安直性については読者の御諒解を乞う他ない。